

Gépszerkezetek méretezési zsebkönyve

Diószegi György

okl. gépészmérnök,

okl. gépszerkesztő szakmérnök

Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1979

Szakmailag ellenőrizte

Dr. Terplán Zénó
egyetemi tanár,
a műszaki tudományok doktora

212498

212498

© Diószegi György, 1979

ETO: 621.81.001.2

ISBN: 963 10 2921 2

Felelős szerkesztő: Dr. Kovács László okl. gépészmérnök

Tartalomjegyzék

Ajánlás	9
Előszó	11
I. Gépszerkezetek méretezésének alapja	13
1. Erő, erőpár, nyomaték	15
2. A külső erők és nyomatékok hatásai a szerkezeti elemekre	22
3. Szilárdságtani méretezés	57
4. Összefüggés az igénybevétel okozta feszültség és az alakváltozás között	70
5. Szerkezeti anyagok	81
6. A méretezéshez szükséges jellemzők meghatározása	94
7. Méretezés húzó- és nyomóigénybevételre	106
8. Méretezés hajlításra	138
9. Méretezés nyíróigénybevételre	169
10. Méretezés csavaróigénybevételre	187
11. Kihajlás	199
12. Összetett igénybevételek	219
13. Az ismétlődő igénybevétel és a kifáradás	234
14. Az alkatrész méretezés és gyártás anyagtakarékos és gazdaságos vizsgálata	328
15. Clapeyron-egyenletek	357
16. Az alkatrészek korrózió hatásai és csökkentésének lehetőségei	366
17. Méretezés határterhelésre	383
18. Különböző rendszerek megbízhatóságának kérdései	390
19. Az alkatrészek tűrés- és illesztésrendszere	400
20. Műszaki lengések vizsgálata	452
21. Ipari formatervezés	524

II. Szerkezeti elemek	531
22. Kötőelemek és kötések	533
22.1. Csavarok és csavarkötések méretezése	533
22.2. Ékkötések és reteszkötések méretezése	547
22.3. Polygon kötések	551
22.4. Bordás tengelykötések	554
22.5. Szegecskötések méretezése	554
22.6. Hegesztett kötések méretezése	561
23. Rugalmas, súrlódásos hajtások	567
23.1. Lapos bőrszíjhajtások méretezése	567
23.2. Ékszíjhajtás méretezése	589
23.3. Lánchajtás méretezése	608
23.4. Dörzshajtások méretezése	616
24. Tengelyek, tengelykapcsolók	622
24.1. Tengelyek méretezése	622
24.2. Tengelykapcsolók méretezése	627
25. Csövek, csőkötések, tartályok	641
25.1. Csövek-csőszerelvények	641
25.2. Csőkötések	648
25.3. Tartályok	665
26. Siklócsapágyak tervezése	671
27. Gördülőcsapágyak méretezése	704
28. Rugók	727
28.1. Csavarásra igénybe vett rugók	727
28.2. Húzó csavarrugók	732
28.3. Gumirugók méretezése	737
28.4. Hajlításra igénybe vett rugófajták	742
28.5. Csigarugók méretezése	744
28.6. Spirálrugók	747
29. Fogaskerekek méretezése	751
29.1. Fogaskerekek geometriája	751
29.2. Belső fogazat	784
29.3. Ferde fogazat	787
29.4. Csavarkerék-hajtás	791
29.5. Kúpfogaskerekek	794
29.6. Méretezés	797
30. Csigahajtás méretezése	809

III. Összetett szerkezetek méretezése	837
31. A hajtómotor teljesítményének és típusának meghatározása	839
32. Csigahajtómű méretezése	852
33. Hajtótárcsa tengelyének méretezése	876
34. Felvonótorony vizsgálata	913
35. Tengelykapcsolóval összekapcsolt gépek dinamikai és lengéstan- vizsgálata	937
Irodalom	974
Tárgymutató	977

Ajánlás

A múlt század második fele a magyar ipar rohamos fejlődésének korszaka volt. Az ipar fejlődésével egyidőben törvényszerűen jelentkezett a középfokú ipari szakoktatás létrehozásának és megszervezésének igénye. Ezt az igényt elégítette ki az 1877. szeptember 10-én kelt 23042 számú miniszteri rendelet. Ennek hatására a szükséges előintézkedések megtétele után dr. Trefort Ágoston miniszter 1879. december 7-én ünnepélyesen nyitotta meg a Budapesti Állami Közép-ipartanoda első tanévét. Az első csonka tanévben 20 tanulója volt az intézetnek, akik a VIII. kerületi Bodzafa utca 28. sz. alatti egyemeletes lakóházban bérelt helyiségekben tanultak.

Az alapítás utáni években rohamosan magas színvonalat ért el az ipartanoda. Az intézet átköltözött az 1889-ben elkészült — Hauszmann Alajos műegyetemi tanár által tervezett — Népszínház utcai épületbe, amely azóta is az iparoktatás céljait szolgálja. Az elmúlt száz év alatt a következő iskola típusokban történt az ipar igényeinek megfelelő szakember képzés:

Budapesti Állami Közép-ipartanoda	1879—1891
Budapesti Állami-ipariskola	1891—1898
Állami Felsőipariskola	1898—1947
Állami gépészeti műszaki középiskola	1947—1949
Ipari gimnázium	1949—1950
Gépipari Technikum	1950—1962
Felsőfokú Gépipari Technikum	1962—1969
Gépipari Műszaki Főiskola	1969—...

Hazánk ipari szakember képzésében jelentős szerepet betöltő és az oktatási eredményeiért elismert intézet 1954-ben Bánki Donát, az egyik legnagyobb magyar gépészmérnök nevét vette fel és azóta is büszkén viseli.

A szerző e könyvvel tisztelettel adózik a százéves intézet múltjának, jelenének és jövőjének.

Budapest, 1979. május

Diószegi György

Előszó

A gépeink (szerkezeteink) racionális méretezésének legfontosabb feladatai kiterjednek:

- az igénybevételnek, a szilárdsági tulajdonságoknak, és az üzemviszonyoknak megfelelő számítások elvégzésére. Ide tartoznak a statikai, a kinematikai és kinetikai, a szilárdságtani és lengéstani számítások. Az üzemviszonyok figyelembevétele alapján kell megvizsgálni a különböző szerkezeti kialakítások lehetőségeit és az alkatrész (az alkatrészek) tűréstechnikai és az illesztésre vonatkozó számításait.
- a szerkezeti anyag körültekintő megválasztására. Ide tartozik anyagszerkezeti tulajdonságok és annak fő jellemzőinek alapos vizsgálata a technológiai tulajdonságok elemzése és nem utolsósorban a gazdaságosságot befolyásoló anyagárák összehasonlító értékelése.
- olyan mérlegelésre a feladatok megoldása során, amelyek a gazdaságosság, a megbízhatóság, a megkívánt élettartam és más körülmények (pl. a szerkezet előállíthatóságának különböző lehetőségeinek, a hatékony korrózióvédelemnek stb.), és előírásoknak (pl. balesetvédelmi) vizsgálatára terjednek ki.
- a géprészeknek (az egész gépnek) megrajzolására (a tervezés során kapott, vagy ellenőrzött adatoknak, és értékeknek megfelelően), tekintettel a működés, az előállítás az összeépítés és szerelés követelményeinek lelkiismeretes figyelembevételére.

Az előzőekben felsorolt részfeladatok nem választhatók külön, azokat csak egymásra és kölcsön hatásukban az összhangra törekedve lehet vizsgálni és megoldásukat elvégezni.

A zsebkönyv jellege adott ezért minden terület vizsgálatára nem állt rendelkezésünkre elég terjedelem, ezért nem egy fontos méretezési feladat-rész (biztonságttechnikai, szerelési stb.) csak érintőlegesen került emlí-

tésre. Ezért az irodalomjegyzékben több olyan szakmunkát sorolunk fel, amelyekben bővebben kerül vizsgálatra egy-egy részterület.

Jelen keretek között azt a célt tűztük ki a könyv anyagának összeállításakor, hogy az előzőekben említett racionális méretezés feladatainak sokoldalúságának értelmezése és a gyakorlatban történő megoldására adjuk a téma iránt érdeklődőknek összefoglaló irodalmat. Az összeállításnál nem elégedtünk meg általános „elvi” értelmezésekkel, hanem számpélda megoldásokkal és gyakorlati utalásokkal igyekeztünk „életköznelbe” hozni a méretezésnél jelentkező feladatokat.

A munkámban nagy segítségemre voltak, a gépipar különböző területein dolgozó szakemberek akik hasznos tanácsokat adtak, és elősegítették az anyaggyűjtésemet. Az Ő segítségükért ezúton is kifejezem köszönetemet.

Köszönettel tartozom volt tanáromnak Dr. Terplán Zénó professzor úrnak, aki lektori feladatán túlmenően észrevételeivel, javaslataival segítette a könyv anyagának összeállítását, és végső tartalmi és formai rendezését.

Végezetül arra kérem az Olvasót, hogy észrevételeit, bírálatait, ill. kiegészítési javaslatait közölje a Kiadóval, hogy azokat egy esetleges következő kiadásnál figyelembe vehessük.

Budapest, 1979. május.

Diószegi György

I. Gépszerkezetek méretezésének alapja

Az első részben foglaltuk össze azokat az ismereteket, amelyek alapján a gép (szerkezet), ill. elemi része méretezhető. Ide tartozik az igénybevétel meghatározása, majd az alapján a szilárdságtani méretezés. Külön fejezetben foglalkozunk az ismétlődő igénybevételre való méretezés különböző módszereivel. Ismertetjük a gazdaságos és anyagtakarékos kialakítások eseteit. Foglalkozunk a különböző rendszerek megbízhatóságának kérdéseivel a korróziós hatásokkal és megelőzésének lehetőségeivel. Ehhez a részhez tartozik az alkatrészek tűréseinek és illesztéseinek meghatározása. Önálló fejezet foglalkozik a műszaki lengéstan témájával.

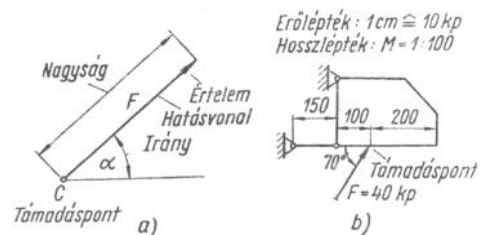
Az összeállítás jellege olyan, hogy széles területen való felhasználhatóságot tegyen lehetővé.

1. Erő, erőpár, nyomaték

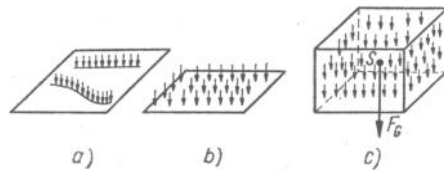
Erőnek nevezzük a testek olyan egymásra hatását, amely a testek mozgásállapotának vagy alakjának megváltozását idézi elő.

Az erő vektormennyiség, ezért meghatározásához szükség van nagyságának, irányának és értelmének ismeretére. Mivel a testek egymásra gyakorolt hatásáról van szó, ezért ezek megnyilvánulási módjai szerint osztályozzuk az erőket:

a) Felszíni (húzó-, csúszató-) erők esetén a testek érintkezése közvetlen. Ha az érintkező felület kicsi (határesetben pontszerű), akkor koncentrált erőről beszélünk (1.1. ábra). Ilyenkor szükséges, hogy az egymásra ható testek érintkezési pontját, a támadáspontot is megadjuk (1.1b ábra). A vonal mentén, vagy véges nagyságú felületen ható erőket megoszló erőknek nevezzük (1.2a és b ábra). A vonal mentén megoszló



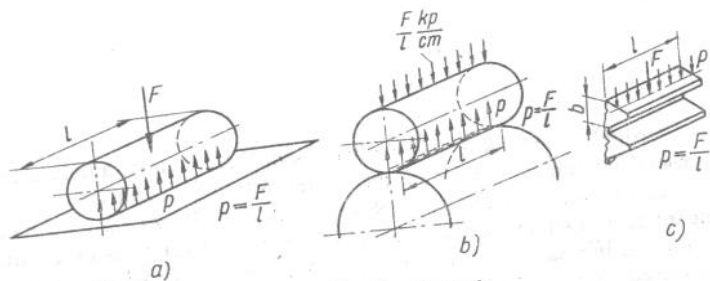
1.1. ábra. A koncentrált erő jellemzői



1.2. ábra. Megoszló erőrendszerek

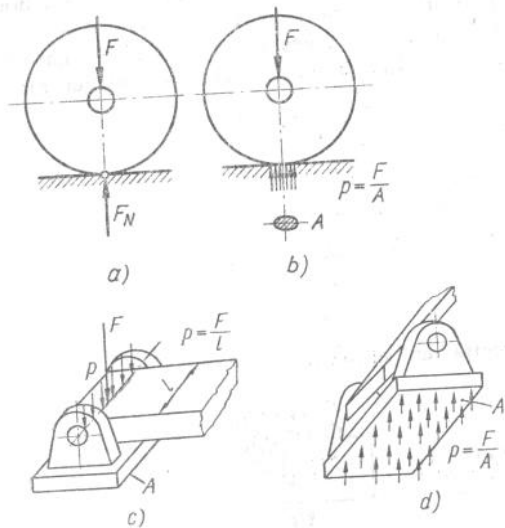
a) vonal mentén megoszló; b) felületen megoszló; c) térfogati (tömeg-) erőmegoszlás

erők értelmezését segíti elő az 1.3. ábra. Ebben az esetben a vonal geometriai meghatározása szükséges. A felületen megoszló erőrendszernek az érintkező felület geometriai jellemzőinek ismeretére van szükség ahhoz, hogy az erőrendszert meg tudjuk határozni (1.2b és 1.4c, d ábrák).



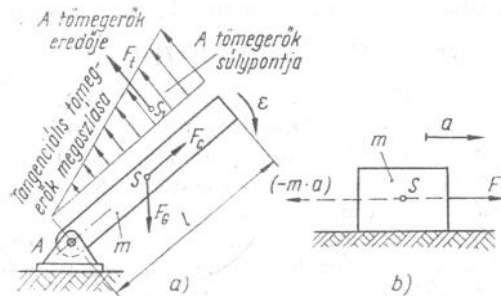
1.3. ábra. Vonalméntén megoszló erőrendszerek

a) sík és henger mentén; b) két henger érintkezésénél; c) terhelő erő visszavezetése megoszló erőrendszerre



1.4. ábra. Koncentrált erő és megoszló erőrendszer értelmezése

a) koncentrált erő „elvi” jelentkezése; b) valóságos terhelést csak elvileg lehet koncentrálnak tekinteni (az A nagyon kicsi esetben); c) csukló koncentrált és vonalmenti terhelésének (F és p) értelmezése; d) felületen megoszló erőrendszer keletkezése.



1.5. ábra. Tömegerek

a) forgó rúd tömegerei; b) gyorsuló haladó mozgást végző testnél a tömegelő értelmezése; c) a centrifugális erőhatás jelentkezése forgó szíjtárcsánál

b) A közvetlen érintkezés nélküli egymásra hatáskor tömegerek vagy térfogati erők keletkeznek. Ilyenek a tömegvonzás hatására fellépő súlyerő, a mágneses vonzás hatására jelentkező erőhatás, a test mozgásállapotában bekövetkező változások következményeként jelentkező tömegerek. Az 1.2c ábra a tömegvonzás hatására ébredő eredő súlyerő meghatározását mutatja, ahol a súlyerő támadáspontja a test súlypontja. Az 1.5. ábra a mozgásállapot változására jelentkező tömegereket mutatja. A centrifugális erők eredőjének nagyságát úgy számítjuk, mint a test tömegével egyenlő tömegű és a test (S) súlypontjába képzeltek tömegpont centrifugális erejét: $F_c = m \frac{l}{2} \omega^2$. Az eredő sugárirányú (rúdír-

nyú), és a támadáspontja a súlypont. A tangenciális gyorsulás hatására jelentkező tehetetlenségi erők eredőjének nagysága: $F_t = \frac{3\sqrt{2}}{8} mg$ (a forgó

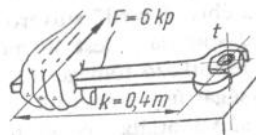
mozgás alapegyenletéből $t_i = M = J\epsilon$). A tangenciális erők az 1.5a ábrán megrajzolt háromszög szerint változó, megoszló terhelést alkotnak. Az eredő a háromszög ábra (S_1) tömegpontjában fejti ki hatását. Az 1.5b ábra a gyorsulással haladó mozgást végző tömeg tehetetlenségi erőhatását (inerciaerőhatás) szemlélteti ($F = -ma$).

Az 1.5c ábrán látható nagy átmérőjű osztott szíjtárcsára ható centrifugális erő szerepével mutatunk be példát a tömegerők gyakorlati figyelembevételére. Az összeerősítő csavarok méretezését az $F_c = mrv^2$ erőhatásból származó húzóigénybevételére végezzük el. Megjegyezzük, hogy az osztottan készített szíjtárcsáknál a csavarok terhelésének csökkentésére gyakori az agynál, zsugorgyűrű alkalmazása.

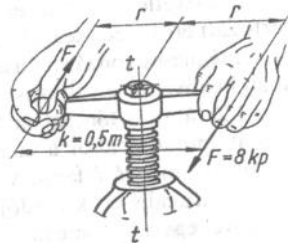
A Newton-féle III. alaptörvény az akció-reakció elvet rögzíti: A hatásnak mindig vele egyenlő, de ellentétes irányú ellenhatás felel meg; vagyis a két test egymásra vonatkozó kölcsönhatása mindig egyenlő egymással, de ellentétes értelmű. Ennek a törvénynek a továbbiakban (a külső erők hatásainak vizsgálatánál) nagy jelentősége van. Megjegyezzük, hogy az 1.1. és 1.2. ábrán a külső erőhatást (az aktív erőket), az 1.3., 1.4. és 1.5b ábrákon a visszahatást (a reakcióerőket) is megrajzoltuk. Ennek a módszernek a hasznosítása a 2. fejezet feladatainál jól érzékelhető.

Az 1.6. ábrán látható csavaranyát villáskulccsal húzzuk meg. A csavaranyát forgató hatással kényszerítjük, hogy az orsó központi tengelye körüli forgó mozgást végezzen. Így elérhetjük, hogy tengelyirányba a menetemelkedésnek megfelelő elmozdulás bekövetkezzen. A forgatóhatás (a forgatónyomaték) az erőtől és a forgástengelytől (ponttól) mért merőleges távolságtól, az erő karjától függ: $M = kF =$

$= 2,4 \text{ m} \cdot \text{kp}$. Az 1.7. ábrán csavar-sajtó forgatókarjára működő erőpárral állítjuk elő a forgatóhatást, és ennek megfelelő t orsóirányú



1.6. ábra. Erő nyomatéka ($M = Fk = 2,4 \text{ m} \cdot \text{kp}$)

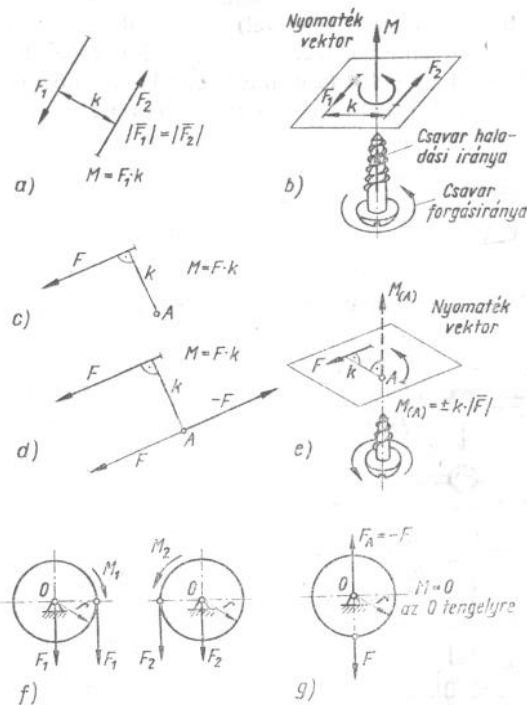


1.7. ábra. Erőpár forgatónyomatéka ($M = Fk = F2r = 4 \text{ m} \cdot \text{kp}$)

elmozdulást. Az erőpár két olyan erő, amely párhuzamos hatásvonalú, egyenlő nagyságú és ellentétes értelmű. Az erőpárnak csak nyomaték- (forgató-) hatása van:

$$M = kF = 2rF = 4 \text{ m} \cdot \text{kp}.$$

A nyomaték is vektormennyiség, ezért a nagyságon kívül a forgás értelmét és tengelyvonalát is meg kell adni. Általában elfogadott, hogy akkor tekintjük pozitívnak a nyomaték értelmét, ha az óramutató járásával ellentétesen forog (a jobbmenetű csavar becsavarási forgásiránya!). Ezt szoktuk körívre rajzolt nyíllal, vagy az ún. nyomatékvektorral jelölni. Az 1.8. ábra erőpár és erőnyomatékainak eseteire mutatja a forgásértelem meghatározását. A 18c és d ábrán erőát helyezéssel látható a feladat

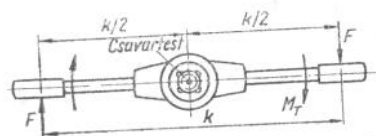


1.8. ábra. Erő és erőpár nyomatékának értelmezése

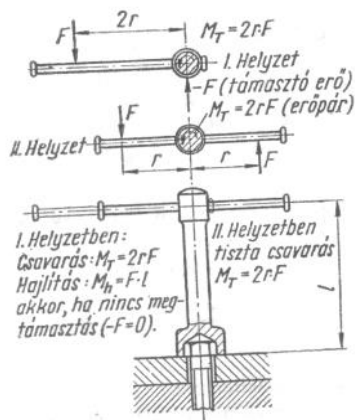
a) és b) erőpár nyomatéka; c), d) és e) koncentrált erő nyomatéka; f) az erő forgató hatásának értelme a forgástengelyre (forgáspontra), g) a forgástengelyen (forgásponton) átmenő hatásvonalú erőnek zérus a tengelyre számított nyomatéka

megoldása. Az áthelyezés (egyensúlyban levő erőrendszer hozzáadásával történik) után az erőpár a forgatóhatása és az A támadáspontú erő hatása adja az eredőhatást (1.8d ábra). A forgatóhatás értelmét szemlélteti az 1.8f ábra. Ezekben az esetekben az erőáthelyezés után a 0 pontra ható erők F_1 , ill. F_2 a nyomatékok pedig M_1 , ill. M_2 . Ez utóbbiak ellenkező előjelűek. Megjegyezzük, hogy az előzőekben említett — és általában elfogadott — előjelszabálytól eltérhetünk, de alapelvként kell elfogadni, hogy ugyanazon példán belül következetesen kell alkalmaznia nyomatékértelmezés felvételét, ellenkező esetben a feladat megoldása zavaros lehet. A g ábrán az erő hatásvonala átmegy a forgásponton, ilyenkor a nyomatékhatás zérus erre a pontra.

Az 1.9. ábrán bemutatott menetmetsző esetén csak erőpárral tudjuk jól megoldani feladatunkat, azaz kifogástalan menetet készíteni. Ha a kar egyik végén ható erővel (pl. félkézzel) dolgozunk, akkor érzékelhetően nem tiszta forgatóhatás keletkezik, és az így készült menet nagyon gyenge minőségű lesz. Ez a példa (a gyakorlatban kerülendő!) jól érzékelteti az erő és az erőpár forgató hatása közötti különbséget.

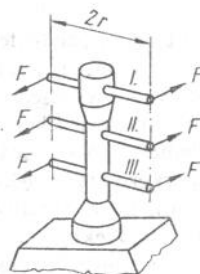


1.9. ábra. Erőpár nyomatéka ($M = Fk$)



1.10. ábra. Különböző erőhatások nyomatékai

Az 1.10 ábra csavarkötés csökkelccsal történő szerelésének különböző lehetőségeit mutatja. A két helyzet szerinti erőhatások nyomatékai csak akkor egyenértékűek, ha az I. helyzetben megtámasztjuk a csökkelccset. A gyakorlatban a csökkelccsal a szerelési feladatok megoldása támasztóerő nélkül (erőpár nélkül) nehézkes. Az erőpár kialakítására törekvés nemcsak az emberi tevékenység jellemzője, hanem a gépszerkezetek kialakításának és működésének egyik alapelve. Kedvezőbb feszültségviszonyok és könnyebben meghatározható alakváltozások a

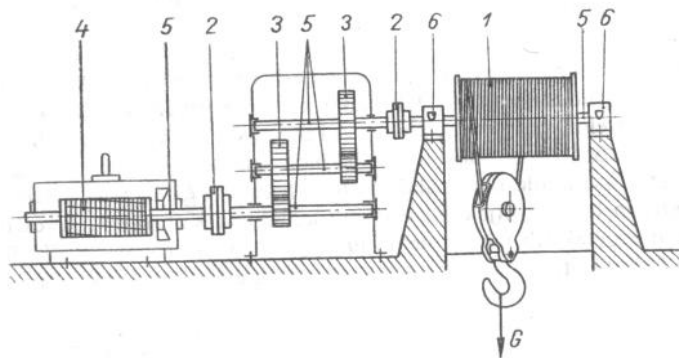


1.11. ábra. Azonos nagyságú csavaró hatások esetén a szerkezeti kialakítások különböző módon befolyásolják a feszültségeket és alakváltozásokat

közvetlen kísérői az erőpárokkal jellemezhető terhelési eseteknek és szerkezeti megoldásoknak. Az 1.11. ábra három egyenértékű, azonos nagyságú és értelmű erőpárt szemléltet. A kötőcsavarra a I, a II és a III síkban ébredő erőpárok azonos nyomatékhatással hatnak. Nem így a csökkelcsra. A csökkelcsban kialakuló feszültségeket és az alakváltozásokat jelentősen befolyásolják a szerkezeti kialakítások (furatok, keresztmetszet átmenetek stb.), ezért nem mindegy, hogy az erőpár melyik síkban fejti ki hatását.

2. A külső erők és nyomatékok hatásai a szerkezeti elemekre

Gépeinket és berendezéseinket meghatározott céllal üzemeltetjük. Az üzem közben működő szerkezeti elemekre ható erőket, nyomatékokat és ezek hatásait — a különböző igénybevételeket — a méretezés első lépéseként meg kell határozni. A 2.1. ábrán látható egyszerű teheremelő berendezésnél *csak* az a feladat, hogy a G teher felemeléséről gondoskodjunk. Ennek a *csak*-nak a megvalósítása egy sor szerkezeti elem igénybevételének, üzemszökeinek meghatározását jelenti. Ezek ismeretében lehet kiszámítani; a méreteket (például az 5 jelű tengelyeknél), a megfelelő típusú tengelykapcsolók jellemzőit (2 jelzés); a szükséges motor-teljesítményt (4 jelzés) stb.



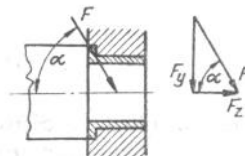
2.1. ábra. Emelőgép hajtómechanizmusa

1. dob, 2. tengelykapcsolók; 3. fogaskerekek; 4. hajtómotor; 5. tengelyek; 6. csapágyak

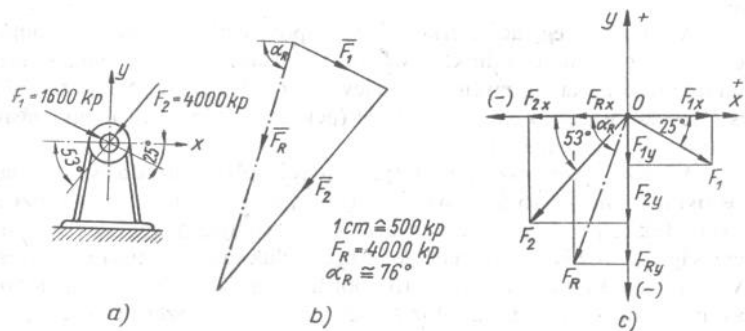
Az esetek nagy részében statikai, kinematikai, kinetikai ismereteink alapján lehetséges a szerkezeti elem igénybevételét és üzemszökeinek kifejezni. Szorosan a meghatározás módszeréhez tartozik a szerkezeti elem működési elvének ismerete, amely gyakran a kiindulást jelenti.

A továbbiakban példákon keresztül mutatjuk be a különböző típusfeladatokra visszavezethető eseteket.

A 2.2. ábrán látható siklócsapágyának ismert az F terhelése. A csapágy radiális méreteit, és a hidrodinamikai működését elsődlegesen az F_y komponens határozza meg. Az F_z komponens az axiális terhelést adja. A csapágy méretezéséhez szükséges a komponensek meghatározása: $F_z = F \cos \alpha$ és $F_y = F \sin \alpha$.



2.2. ábra. Adott erő összetevőkre bontása



2.3. ábra. Eredő meghatározása szerkesztéssel és számítással

a) hatóerők meadása, b) az eredő szerkesztése; c) a számítást megkönnyítő ábrázolás a Descartes-féle koordináta rendszerben

A 2.3. ábrán a csapágyra F_1 és F_2 erők hatnak. A b és c ábrán szerkesztéssel és számítással is meghatároztuk az eredőt nagyság, irány és értelem szerint. Számítással a megoldást részletesen nem közöljük de a c ábrán olyan szemléletesen ábrázoltuk a feladatot, hogy a megoldás lényege leolvasható.

Az x és y irányú eredő komponensek:

$$F_{Rx} = \sum_i F_{ix} \quad \text{és} \quad F_{Ry} = \sum_i F_{iy} \quad \text{Az eredő nagysága:}$$

$$F_R = \sqrt{F_{Rx}^2 + F_{Ry}^2} \quad \text{és a hajlásszöge:} \quad \alpha_R = \arctg \frac{F_{Ry}}{F_{Rx}}$$

Mivel a terhelőerők sugárirányúak, így az eredő komponensek (F_{Rx} és F_{Ry}) meghatározásának csak annyiban van jelentősége, hogy segítségükkel lehet kifejezni az eredő hajlásszögét:

$$\alpha_R = \arctg \frac{F_{Ry}}{F_{Rx}}$$

Behelyettesítve a számítással kapott komponenseket ($F_{Rx} = 957,1$ kp és $F_{Ry} = 3870,6$ kp), az α_R értéke:

$$\alpha_R = \arctg \frac{3870,6}{957,1} = 76,1^\circ$$

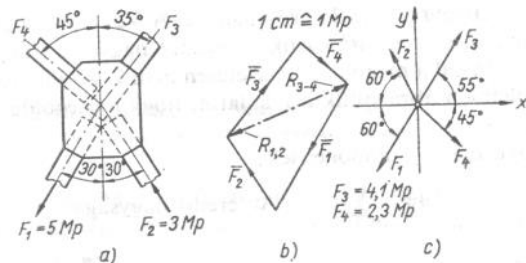
Az eredő hajlásszögének szerepe nem elhanyagolható a csapágy hidrodinamikai üzemenek kialakulásában, ezért a csapágyszerkezet (az olajbevezetés, a teherhordó felület) kialakításánál feltétlen figyelembe kell venni.

A 2.4. ábrán egy acélszerkezeti csomópontot ábrázoltunk. A csomólemmezhez négy rúd kötünk. A szerkezeti kialakítás geometriailag meghatározott, statikailag egyensúlyban levő erőrendszert eredményez. Az F_1 és F_2 erőket ismerjük nagyság szerint (például az előzőekben egy másik csomópont vizsgálatából).

A *b* ábra a szerkesztést mutatja. Az egyensúlyt a zárodó és folyamatos nyílfolyamú vektorábra határozza meg, az eredő tehát zérus. Ezt a részeredők ($R_{1,2}$ és $R_{3,4}$) egyensúlya is bizonyítja, mivel ezek azonos nagyságúak, közös hatásvonalúak és az előjelük (az értelmük) ellentétes. A *c* ábra a számítást megkönnyítő koordináta rendszerben való ábrázolást mutatja. A megoldás az előző példánál említettek szerint történik:

$$F_{Rx} = -F_1 \cos 60^\circ + F_2 \cos 60^\circ + F_3 \cos 55^\circ + F_4 \cos 45^\circ;$$

$$F_{Ry} = -F_1 \sin 60^\circ + F_2 \sin 60^\circ + F_3 \sin 55^\circ - F_4 \sin 45^\circ.$$



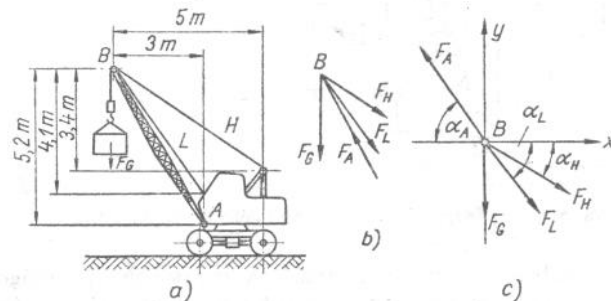
2.4. ábra. Acélszerkezeti csomópont vizsgálata

Az F_{Rx} és F_{Ry} értékek zérus nagyságúak (zérus az eredő!). Az egyenletekből meghatározva:

$$F_3 = 4115 \text{ kp és } F_4 = 2319 \text{ kp.}$$

Az irány és az értelem a *c* ábrából leolvasható.

Az 2.5. ábra darusgépkocsi teheremelését mutatja. A *B* pont egyensúlyának vizsgálatára visszavezethető a feladat megoldása, azaz közös támadáspontú erőrendszerként tárgyalható. A négy erő (az F_G , az AB gémirányú F_A ; az F_L és az F_H) iránya a megadott helyzetben geometriailag határozott. Az adott gémmállás mellett $F_G = 2,1 \text{ Mp}$ súlyú terhet emelünk. Kérdés, hogy a kötelekben és a gémirányba mekkora erők ébrednek? Az *L* kötél legyen a munkakötél, a *H* pedig a gém helyzetének kikötésére való. A *B* pontba elhanyagolható ellenállású csigát feltételezve az F_G nagysága megegyezik a F_L erővel ($|F_G| = |F_L|$).



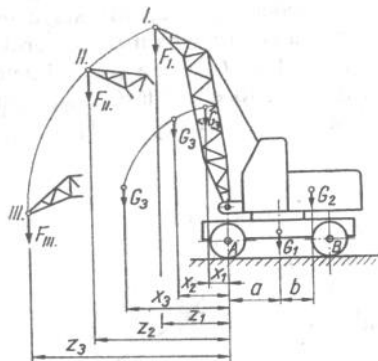
2.5. ábra. Közös támadáspontú erőrendszer egyensúlya

A *b* és *c* ábrán bejelöltük a közös támadáspontú erőrendszer várható erő érteleit. A megoldás hasonló módszerrel történhet mint azt az előző példában már láttuk. Megjegyezzük, hogy ha valamelyik erő értelmét hibásan (rosszul) vettük fel, így a megoldás során erre a negatív előjelű végeredmény figyelmeztet. Ilyen veszély ennél a feladathoz nem fenyeget, mert a kötelekben csak húzóerő ébredhet, és csak a gém acélszerkezete viseli el a nyomóerőt. Ezek a szerkezeti kialakításra jellemző észrevételek egyértelművé teszik az előjelek előzetes felvételeit.

A *c* ábrán megadott szöveget a gémmállás geometriai meghatározásából számíthatjuk ($\alpha_A = 60,02^\circ$, $\alpha_L = 53,81^\circ$ és $\alpha_H = 34,22^\circ$). A felírható erőegyensúlyi egyenletek megoldásából: $F_A = 5610 \text{ kp}$ és $F_H = 1890 \text{ kp}$. A tárgyalt példa még egy gondolatot ébreszt: Hogyan változik a fel-

emelhető teher nagysága a különböző géállásoknál? A 2.6. ábrán három különböző géállást adtunk meg. Az ezekhez tartozó felemelhető súly nagyságát az egész rendszer (a teher-, a gé-, a gépkocsi-) állás biztonságából határozhatjuk meg. A stabilitás mértékét a billentőnyomatékok és a stabilizáló nyomatékok hányadosa adja meg. Például a III. helyzet esetén az A pontra számítható stabilitás:

$$s = \frac{z_3 F_{III} + x_3 G_3}{a G_1 + (a+b) G_2}$$



2.6. ábra. Stabilitás vizsgálata különböző gé állásoknál

A kifejezésben a stabilitás mértékének nagyságát biztonságosan írjuk elő ($s > 1$). Mivel a nevező állandó, így bármely általunk igényelt gémhelyzethez (z és x koordinátákkal vannak megadva) meghatározhatjuk a felemelhető teher nagyságát:

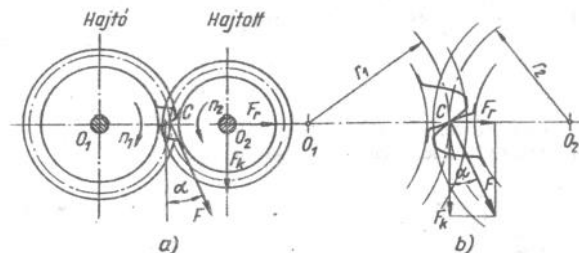
$$(F_I; F_{II}; F_{III}).$$

A 2.7. ábrán fogaskerék-hajtás kapcsolódó fogai közötti erőhatásokat rajzoltuk meg. Végül fokon az F erő a kapcsolóvonal irányába mutat. Szükségünk lehet a tengely méretezéséhez és a csapágyra ható erők meghatározásához az F_r és F_k komponensekre. Ezek a b) ábrán lévő vektor felbontásból egyértelműen kifejezhetők ($F_r = F \sin \alpha$ és $F_k = F \cos \alpha$, ahol az α elemi hajtást feltételezve 20° -os).

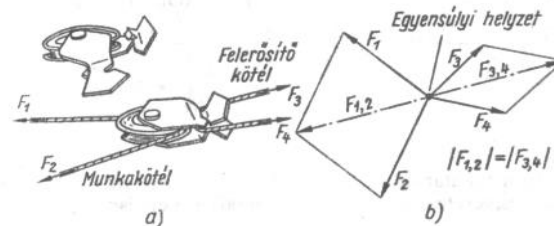
Az erőhatások irányának és nagyságának üzemi változására jó példa a 2.8. ábrán bemutatott a tartályok szerelésakor, emeléskor, vontatásakor az emelő, ill. vontatókötél irányterhelésére alkalmazott terelőcsiga. Ezeket gyakran készítenek szétnyitható megoldására, ezzel a

gyakori áttelepítéskor szükséges kötélbefűzéseket kiküszöböljük. A kötelek terheléseinek változása nagyság és irány szerint különböző egyensúlyi helyzeteket teremt. Megjegyezzük, hogy az egyensúlyi helyzetekben $F_1 = F_2$ és $F_3 = F_4$ és a kialakult állapot visszavezethető két erő egyensúlyának vizsgálatára (2.8b ábra).

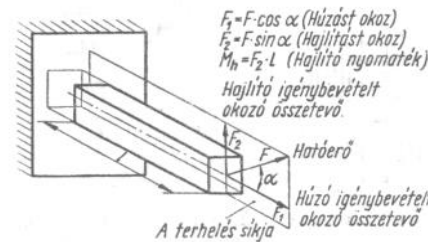
Az erőáthelyezésre és összetevőkre bontásra nagyon gyakran van szükség az alkatrészek igénybevételének megállapítása során. A 2.9. és 2.10. ábra ilyen jellegű feladatokat mutat be. A 2.11. ábrán hegesztett



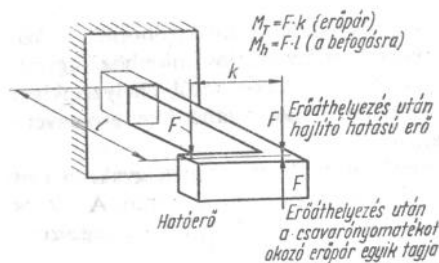
2.7. ábra. Erő felbontás kapcsolódó fogaskerekekéknél



2.8. ábra. Üzem közben változó nagyságú és irányú erők egyensúlya

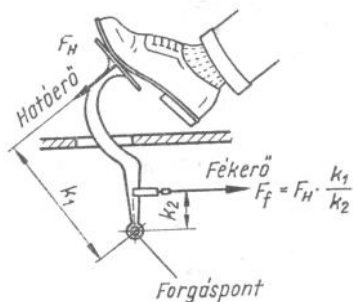


2.9. ábra. Igénybevételek megállapítása összetevőkre bontással

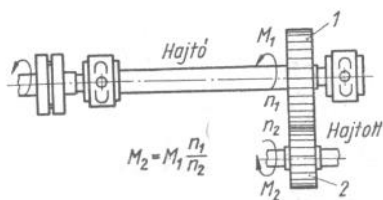


2.10. ábra. Erőáthelyezéssel megállapítható igénybevételek

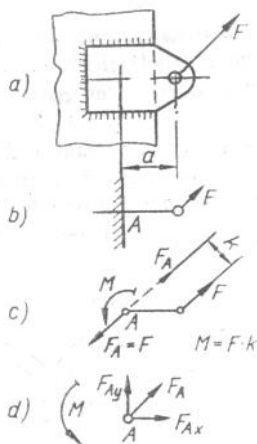
2.11. ábra. Erőáthelyezés és erőfelbontás alkalmazása az igénybevétel meghatározásakor



2.12. ábra. Erő meghatározás a működési elv ismerete alapján

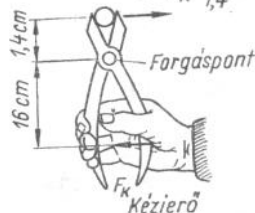


2.14. ábra. Igénybevétel meghatározása a kinematikai feltételek ismerete alapján

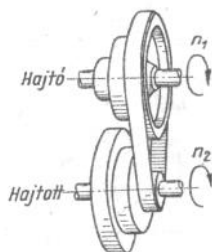


Nyíróerő:

$$F = F_K \cdot \frac{16}{1,4}$$



2.13. ábra. Erő meghatározás a működési elv ismerete alapján



2.15. ábra. Igénybevétel meghatározása a kinematikai feltételek ismerete alapján

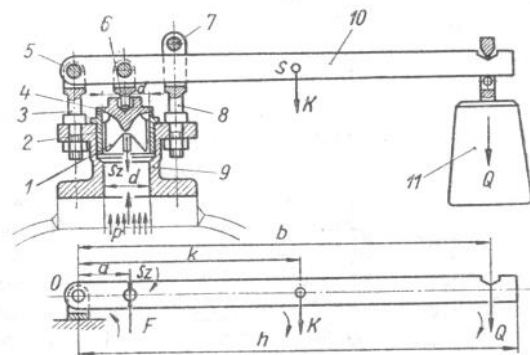
fül terhelését adtuk meg. A *b* ábrán egyszerűsítő modellként ábrázoltuk a terhelést, a *c* ábrán pedig erőáthelyezéssel vizsgáltuk a befogás helyét. Végző fokon a *d* ábrán érzékelhető a befogásra vonatkozó erő és nyomatékhátás. Ezek szerint M hajlítónyomaték, F_{Ax} húzóerő és F_{Ay} nyíróerő hatás van. Megjegyezzük, hogy ugyanerre az eredményre jutunk, ha a *b* ábrán az F erőt bontjuk fel és x és y irányú összetevőkre, és úgy végezzük el az erőáthelyezést.

A 2.12 és 2.13. ábrán szemléltetett szerkezetek elemeinek igénybevételének megállapításához szükség van a működési elv ismeretére. A 2.12. és 2.13. ábrán látható szerkezeteknél az egykarú és kétkarú emelő erőtani viszonyainak ismerete alapján lehet meghatározni a ható erőket. A 2.14. ábrán fogaskerékajtást ábrázoltunk. A hajtott és hajtótengelyek csavarónyomatékainak aránya a kinematikai áttételnek felel meg: $\frac{M_2}{M_1} = \frac{n_1}{n_2}$. A tengelyek csavaróigénybevételeit alapvetően ez az

összefüggés határozza meg. Hasonló a helyzet a 2.15. ábrán bemutatott lépcsős tárcsákkal megvalósított lapos szíjhajtásnál. A hajtott oldali nyomatékokat az egyes lépcsőkkel számítható áttétel határozza meg.

A 2.16. ábra egyszerű súlyterhelésű biztonsági szelepet mutat be. A p nyomás a (2) szeleplőkén nyugvó (4) szeleptányérra hat és azt

$$F = \frac{\pi d^2}{4} p \text{ erővel akarja felemelni.}$$



2.16. ábra. Súlyterhelésű biztonsági lefúró szelep

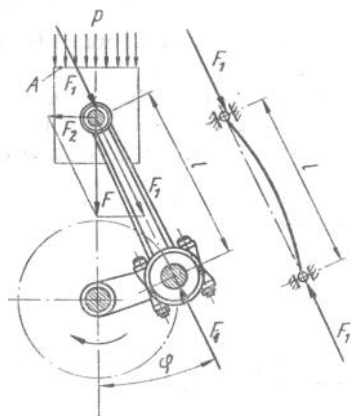
1. vezetőborda, 2. szeleplők, 3. kengyel, 4. szeleptányér, 5. forgáspont, 6. szelepszár, 7. útközcsep, 8. villa, 9. szelepház, 10. kar, 11. akasztyúl

A 10 jelzésű karra ható erők O forgáspontja számított nyomatékai egyensúly esetén

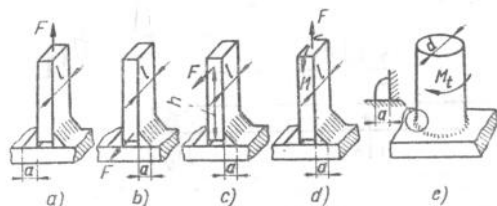
$$a(F - Sz) = bQ + kK,$$

ahol Sz a szelep tömege Q az ún. akasz-súly; K a szelepkar súlya. A fenti egyenletről adott p nyomáshoz tartozó Q súly nagyságot tudjuk meghatározni. A különböző szerkezeti elemek igénybevétele a 2.16. ábra alapján könnyen megállapítható: a kar hajlítói igénybevételét szenved (a veszélyes keresztmetszet az F és Sz erők hatásvonalában van), az O forgáspont csapja nyíróigénybevételű és felületi nyomás terheli stb.

A 2.17. ábrán belsőgésű motor forgattyús hajtóművének szerkezeti elemei láthatók a munkakör helyzetében. A hajtókar igénybevétele (kihajlítást) a b ábrán látható modell jól érzékelteti. Az F erő meghatározása



2.17. ábra. Forgattyús hajtómű elemeinek igénybevétele



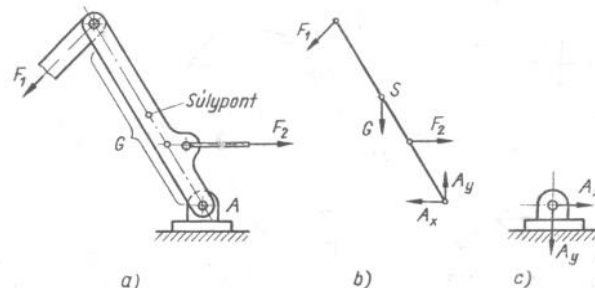
2.18. ábra. Az igénybevételek ismerete lehetővé teszi a méretek, az elkészítés technológiájának, az ellenőrzés stb. meghatározását és előírását

zása vektorfelbontással történik. Az ábrán megadott helyzethez tartozó F_1 erőhatás a φ szögparaméterrel fejezhető ki:

$$F_1 = \frac{F}{\cos \varphi}, \quad \text{ahol} \quad F = pA.$$

Az F_2 erő a henger falára nyomóerőként hat. Az ebből keletkező súrlódási hő és koptató hatást is vizsgálni szükséges a henger és a dugattyúgyűrű kapcsolata miatt.

A 2.18. ábrán látható hegesztett alkatrészeknél az igénybevételek adottak (már előzően meghatározottak). Ezek alapján a szükséges varratjellemzőket, a méreteket, a készítés technológiáját, a szükséges szerszámokat, az ellenőrzést stb. kell meghatározni, ill. előírni.

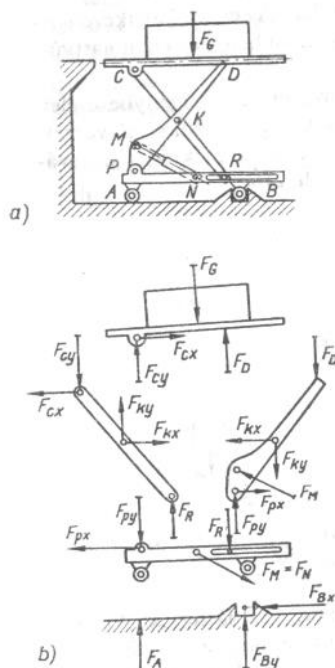


2.19. ábra. A szerkezeti elemekre rajzolt terhelőhatások (erők, nyomatékok) elősegítik az igénybevétel meghatározását

A 2.19. ábrán különböző, a szerkezetre ható erők láthatók. A b ábrán a kar egyensúlyban tartó erőket ábrázoltuk, ebből az igénybevételek meghatározhatóak. A c ábrán a csuklóra ható x és y irányú összetevőket határozhatjuk meg.

Emelőszerkezettel ellátott kézikocsit látunk a 2.20. ábrán. Az egyes szerkezeti elemek igénybevételeit meghatározó erőhatásokat az elemeket különválasztva külön-külön is megrajzoltuk. A meghatározás módja a b) ábráról leolvasható. A hatás-ellenhatás és a statikai egyensúly értelmezése is magyarázható az ábra alapján. Természetesen a szerkezet erőhatásait a geometriai meghatározás (helyzet) befolyásolja, ezért a legnagyobb terhelést eredményező helyzeteket kell statikai (és szilárdsági) vizsgálat tárgyává tenni.

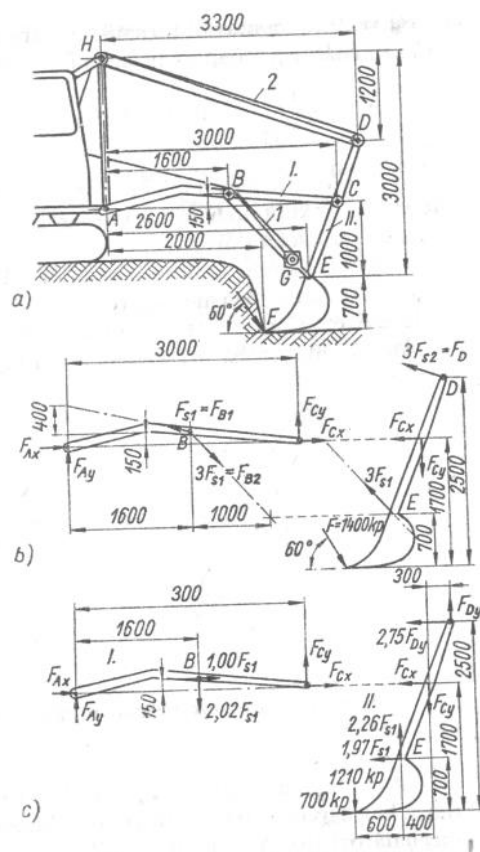
A 2.21. ábrán látható földkotrógép a megadott helyzetben $F = 1400$ kp erő kifejtésére képes. Az F erő hatására ébredő kötél és csukló erőket



2.20. ábra. A szerkezeti elemek külön választása, a szerkezeti erőhatások meghatározása (hatás-ellenhatás!) megelőzi a szilárdsági méretezést

kell meghatározni. A szerkezet felépítése a I és II jelzésű síkbeli rudakból és a 1 és 2 csigasorból áll. A csigasorok három-három teherviselő kötelet határoznak meg, és ellenállás nélküli csigákkal kapcsolódnak a rácsos szerkezethez (D, H, B és G helyeken).

A b ábrán a számítást előkészítő, a hatóerőket tartalmazó szerkezet-szétbontást mutatunk be. A D pontban hatóerő $F_D = 3F_{s2}$, és az E pont-



2.21. ábra. Földkotrógép erőhatásainak meghatározása

ban $F_E = 3F_{s1}$, mivel a csigasor 3–3 párhuzamos erő eredőjeként működik: A B ponttól a munkagépig egy kötel vezet, ezért az $F_{B1} = F_{s1}$.

A c ábrán a I és II rudakra ható erőket felbontottuk x és y irányú összetevőkre. A $3F_{s1}$ és a F_D erők felbontásánál a geometriai meghatározottságot figyelembe vettük, — ezek segítségével fejeztük ki az x , ill. az y irányú összetevőket. Ezeket a számításokat nem részletezzük.

A I jelű rúd egyensúlyi egyenletei:

$$\sum_i F_{ix} = 0 = F_{Ax} + 1,00F_{s1} + F_{cx};$$

$$\sum_i F_{iy} = 0 = F_{Ay} - 2,02F_{s1} + F_{cy};$$

$$\sum_i M_{ic} = 0 = 3 \text{ m} \cdot F_{Ay} - 1,4 \text{ m} \cdot 2,02F_{s1} + 0,15 \text{ m} \cdot 1,00F_{s1}.$$

A II rúd egyensúlyi egyenletei:

$$\sum_i F_{ix} = 0 = -2,75F_{Dy} - F_{cx} - 1,97F_{s1} + 700 \text{ kp};$$

$$\sum_i F_{iy} = 0 = F_{Dy} - F_{cy} + 2,26F_{s1} - 1210 \text{ kp};$$

$$\sum_i M_{ic} = 0 = 0,8 \text{ m} \cdot 2,75F_{Dy} + 0,3 \text{ m} \cdot F_{Dy} - 1 \text{ m} \cdot 1,97F_{s1} - 0,4 \text{ m} \cdot 2,26F_{s1} + 1,7 \text{ m} \cdot 700 \text{ kp} + 1 \text{ m} \cdot 1210 \text{ kp}.$$

A felírt hat egyensúlyi egyenletben hat ismeretlen van. A megoldás rendje a következő:

$$F_{Ax} = 589 \text{ kp}; \quad F_{Ay} = 848 \text{ kp}; \quad F_{cx} = -1541 \text{ kp};$$

$$F_{cy} = 1075 \text{ kp}; \quad F_{s1} = 952 \text{ kp}; \quad F_{Dy} = 133 \text{ kp}.$$

Ezekkel meghatározhatjuk a csuklóerőket:

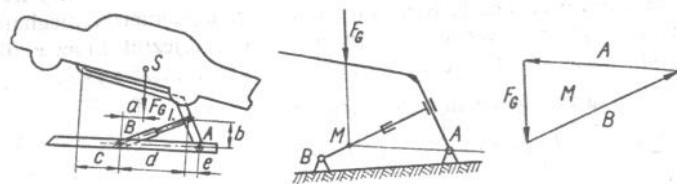
$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = 1033 \text{ kp}; \quad F_{Bx} = 1,0F_{s1} = 952 \text{ kp};$$

$$F_{Dx} = 2,75F_{Dy} = 366 \text{ kp}; \quad F_{By} = 2,02F_{s1} = 1923 \text{ kp};$$

$$F_D = \sqrt{F_{Dx}^2 + F_{Dy}^2} = 389 \text{ kp}; \quad F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = 2140 \text{ kp};$$

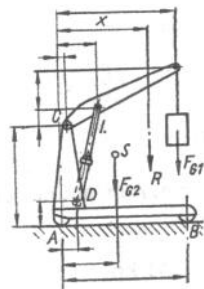
$$F_{s2} = \frac{1}{3} F_D \approx 130 \text{ kp}; \quad F_C = \sqrt{F_{cx}^2 + F_{cy}^2} = 1880 \text{ kp}.$$

A meghatározott erők segítségével a rudak tetszőleges keresztmetszetében meghatározhatjuk az igénybevételeket (hajlítást, húzást, nyomást, nyírást, és esetleg kihajlítást).



2.22. ábra. Összetett szerkezet erőegyensúlya

A 2.22. ábra szerviz autóemelő szerkezetet mutat be. A I jelzésű hidraulikus működésű henger segítségével történik az emelés. A mindenkor állásnak (helyzetnek) megfelelő egyensúlyi állapot visszavezethető három erőegyensúlyának vizsgálatára. Jelen esetben az M pont egyensúlyát (b ábra) a c ábrán látható vektor háromszög fejezi ki. A külső erők meghatározása egyben az igénybevétel kiszámítását is lehetővé teszi.

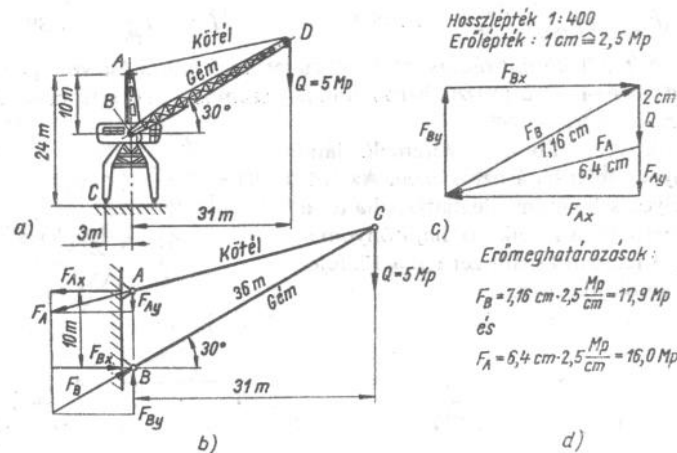


2.23. ábra. A külső hatóerők eredőjének (R ; x) meghatározása elősegíti a feladat megoldását

Könnyen mozgatható teheremelő berendezést látunk a 2.23. ábrán. A szerkezet önsúlya az S súlypontba koncentrált (F_G). A felemelhető teher súlya F_{G1} . Az I jelzésű hidraulikus működésű henger segítségével különböző magasságokra emelhetjük a terhet. A megoldás menete annyiban tér el az előző példához képest, hogy először az F_{G1} és F_{G2} párhuzamos erőrendszer eredőjét kell meghatározni (R). Ezzel számolva (vagy szerkesztve) az előző példa módszerével meghatározhatjuk a külső erőket, és így az elemek igénybevételeit.

Szintén három erő egyensúlyával határozható meg a 2.24. ábrán látható daru A és B reakcióerő. A b ábrán a feladat geometriai jellemzőit

adtuk meg, és ez a meghatározás a reakcióerőket (és összetevőiket) is meghatározza. Megjegyezzük, hogy a számítás — természetesen pontosabb — a gép hosszára 35,796 m értéket ad. Az erőket a c ábra alapján a lépték segítségével határozzuk meg.



2.24. ábra. Erőegyensúly vizsgálata összetett szerkezetnél

A számítást az egyensúlyi egyenletek alapján végezzük:

$$\sum_I F_{ix} = 0 = F_{Ax} - F_{Bx};$$

$$\sum_I F_{iy} = 0 = F_{By} - 5M_p - F_{Ay};$$

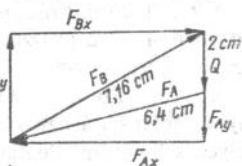
$$\sum_I M_{iB} = 0 = 31Q - 10F_{Ax}.$$

Mivel négy ismeretlen van, ezért vagy trigonometriai egyenletet írunk fel (pl. $\frac{F_{By}}{F_{Bx}} = \tan 30^\circ$), vagy egy tetszőleges pontra még egy nyomaték egyensúlyi egyenletet. Ez utóbbira is nézzünk példát: Legyen például a tetszőleges pont a C. Természetesen ennek geometriai meghatározása szükséges (lásd 2,24a ábra).

Tehát:

$$\sum_I M_{ic} = 0 = 34Q + 3F_{Ay} + 14F_{Bx} - 24F_{Ax} - 3F_{By}.$$

Hosszlépték 1:400
Erőlépték: 1cm \approx 2,5 Mp



Erőmeghatározások:
 $F_B = 7,16 \text{ cm} \cdot 2,5 \frac{\text{Mp}}{\text{cm}} = 17,9 \text{ Mp}$
és
 $F_A = 6,4 \text{ cm} \cdot 2,5 \frac{\text{Mp}}{\text{cm}} = 16,0 \text{ Mp}$

Az erőhatások az egyenletek rendre megoldásából:

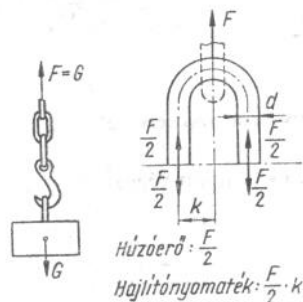
$$F_{Ax} = 15,5 \text{ Mp}; \quad F_{Bx} = 15,5 \text{ Mp};$$

$$F_{Ay} = 3,95 \text{ Mp}; \quad F_{By} = 8,95 \text{ Mp};$$

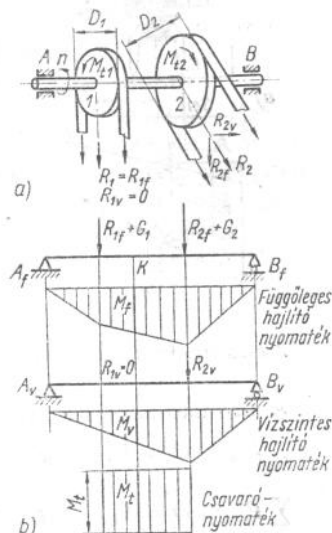
$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = 15,995 \text{ Mp}; \quad F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = 17,898 \text{ Mp}.$$

A géznek mint rácsos szerkezet rúderőinek számítása szerepelhet a feladatban. Erre a műszaki irodalomban számos szerkesztő és számító eljárást ismerünk.

A 2.25. ábrán teheremelő lánc igénybevételét határoztuk meg. Az erőáthelyezések után meghatározható a húzóerő és a keletkező hajlítónyomaték. A feladatot számszerűen a 12. fejezetben oldjuk meg.



2.25. ábra. Összetett igénybevételű alkatrész



2.26. ábra. Csavarónyomatékok átvitelének értelmezése

A csavarónyomatékok átvitelének megértését segíti elő a 2.26. ábra.

Az I jelű hajtótárcsán $M_{t1} = 71620 \frac{P}{n}$ nyomaték ébred, és ezt visszük át a 2 jelű, de az I jelű tárcsával közös tengelyre szerelt tárcsára. A forgásértelmük és a fordulatszámuk azonos (n). A tárcsára rajzolt értelem az ébredő (M_{t1}) és a levehető (M_{t2}) nyomatékokra utal. Természetesen $M_{t1} = M_{t2}$, mivel a közös tengelyre ékelés még nem jelent módosítást. Ha a D_2 átmérőjű tárcsa egy $D_3 \neq D_2$ átmérőjű hajtott tárcsára viszi át a nyomatékokot, úgy a hajtott oldalon már áttétellel vehetjük le. Az átvitt teljesítmény az energiaátvitel minden fokozatán azonos akkor, ha a

hajtásvesztésével nem számolunk. Ha a hajtás veszteségét, ill. hatásfokot figyelembe vesszük, úgy

$$P_{ki} = P_{be} \eta,$$

ahol η a hajtás (a hajtómű) hatásfoka.

A 2.26b ábrán megrajoltuk a hajlító és csavarónyomatékok ábráit. A szíjhúzásból származó R_1 és R_2 erőket felbontottuk vízszintes és függőleges összetevőkre. A függőleges összetevőkhöz a szíjtárcsák súlyát is hozzáadjuk. Az összetevők nyomaték hatásait figyelembe véve a vízszintes és a függőleges síkban külön-külön nyomatéki ábrát szerkeszthetünk. A reakcióerők meghatározásánál is vízszintes és függőleges összetevők segítségével kifejezhető Pithagorasz-tételt alkalmazunk. Általánosságban:

$$A = \sqrt{A_v^2 + A_f^2} \quad \text{és} \quad B = \sqrt{B_v^2 + B_f^2}$$

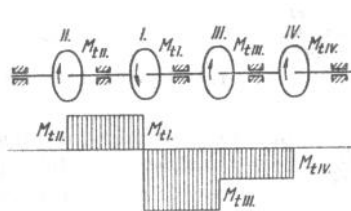
Az M_v és M_f hajlítónyomatékok eredője a tartó tetszőleges helyén:

$$M_h = \sqrt{M_v^2 + M_f^2}.$$

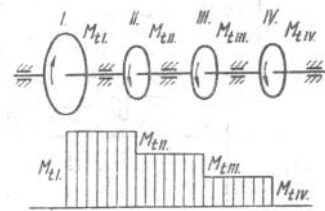
A hajlító- és a csavarónyomatékok redukálása a

$$M_{red} = \sqrt{M_h^2 + M_t^2}$$

összefüggéssel történik.



2.27. ábra. Nyomatékátvitel megvalósítása (Kedvező!)



2.28. ábra. Nyomatékátvitel megvalósítása (Kedvezőtlen!)

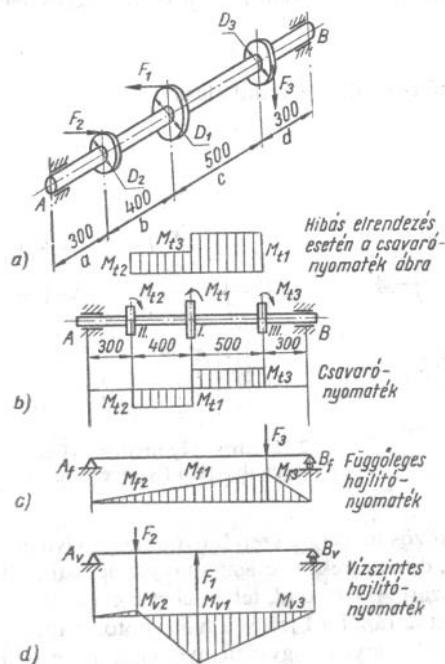
A 2.27. és 2.28. ábra közös tengelyre szerelt nyomatékátvitelő elemeket (tárcsák, fogaskerekek, dörzskerekek, csigahajtás elemek stb.) ábrázol. A berajzolt értelem a származásra utal, tehát lehet ébredő (ható), és levehető (átvitt). Mind a két ábránál a I jelzés a hajtómotorra utal, — a II—III—IV jelzések helyén bizonyos nagyságú nyomatékokot levezünk. A hajtás egyensúlyát (a nyomatékátvitel megvalósulását) a következő

egyenlet fejezi ki:

$$M_{II} - M_{III} - M_{IV} = 0.$$

A két esetben azonos nagyságú nyomatékokat feltételezve energetikai szempontból a különböző tárcsák elhelyezése tetszőleges lehet. Nem így szilárdságtani megfontolások szerint. A megrajzolt csavarónyomatékok ábrái (az igénybevételek) jelentősen megváltoznak annak függvényében, hogy hova helyezjük el a hajtómotort. Az egyes tengelyszakaszok igénybevétele; a feszültségek és az alakváltozások nagymértékben függvényei az elrendezésnek. A 2.27. ábra sokkal kedvezőbb elrendezésű, mivel a csavarónyomaték „megoszlás” egyenletesebb, és ez a feszültségeket, alakváltozásokat (itt a tengelyszakaszok hosszát is figyelembe kell venni) jelentősen befolyásolja (lásd 10. fejezet).

Az előző ábrák esetén meghatározhatók a hajlítónyomatékok ábrái is. Ezeket most nem rajzoltuk meg, mivel a következőkben számpéldát dol-



2.29. ábra. Számpélda megoldás

gozunk ki, amely általánosabb esetet mutat be, és ez alapján az ilyen jellegű feladatok könnyen megoldhatók.

A 2.29. ábra három közös tengelyre szerelt tárcsát mutat be. Az I. jelű a hajtómotort és az F_1 erő a vízszintes síkban ébred. A II. jelű tárcsán az F_2 erő vízszintes síkban fekszik és vesz le bizonyos nyomatékokat. A III. jelű tárcsán levett nyomaték a függőleges síkban fekvő F_3 kerületi erővel történik.

Adatok:

$$F_1 = 200 \text{ kp}; \quad D_1 = 0,3 \text{ m};$$

$$F_2 = 150 \text{ kp}; \quad D_2 = 0,2 \text{ m};$$

$$F_3 = 120 \text{ kp}; \quad D_3 = 0,25 \text{ m}.$$

A tárcsanyomatékok:

$$M_{t1} = \frac{D_1}{2} F_1 = \frac{0,3}{2} 200 = 30,0 \text{ m} \cdot \text{kp};$$

$$M_{t2} = \frac{D_2}{2} F_2 = \frac{0,2}{2} 150 = 15 \text{ m} \cdot \text{kp};$$

$$M_{t3} = \frac{D_3}{2} F_3 = \frac{0,25}{2} 120 = 15 \text{ m} \cdot \text{kp}.$$

A csavarónyomatékok előjel helyes összege:

$$-15 + 30 - 15 = 0,$$

tehát hiánytalanul megvalósul a nyomatéklevétel. A 2.29b ábrán megrajzoltuk a csavarónyomatékok ábráját. Ebből az egyes tengelyszakaszokra ható csavarónyomatékok meghatározhatók. Könnyen belátható, hogy ha az I. jelű tárcsát a szélén helyeznénk el, úgy kedvezőtlen lenne a csavarónyomaték megoszlás a különböző tengelyszakaszokon. Ezt mivel nem tartozik a helyes megoldáshoz a tartó felett rajzoltuk meg!

A számítást nem részletezzük; összegezzük az eredményeket: Reakcióerők a vízszintes síkban:

$$A_v = 13,3 \text{ kp} (\uparrow) \quad \text{és} \quad B_v = 63,3 \text{ kp} (\downarrow)$$

Reakcióerők a függőleges síkban:

$$A_f = 24 \text{ kp} (\uparrow) \quad \text{és} \quad B_f = 96 \text{ kp} (\uparrow).$$

Az A reakcióerő nagysága:

$$A = \sqrt{A_v^2 + A_f^2} = \sqrt{13,3^2 + 24^2} = 27,44 \text{ kp,}$$

és a vízszintes síkkal bezárt szöge:

$$\alpha_A = \arctg \frac{A_f}{A_v} = \arctg \frac{24}{13,3} = 61,01^\circ$$

A B reakcióerő nagysága:

$$B = \sqrt{B_v^2 + B_f^2} = \sqrt{63,3^2 + 96^2} = 114,99 \text{ kp,}$$

és a vízszintes síkkal bezárt szöge:

$$\alpha_B = \arctg \frac{B_f}{B_v} = \arctg \frac{96}{63,3} = 56,6^\circ$$

Hajlítónyomatékok a vízszintes síkban:

$$M_{v1} = 50,7 \text{ m} \cdot \text{kp};$$

$$M_{v2} = 4,0 \text{ m} \cdot \text{kp};$$

$$M_{v3} = 19,0 \text{ m} \cdot \text{kp.}$$

Hajlítónyomatékok a függőleges síkban:

$$M_{f1} = 16,8 \text{ m} \cdot \text{kp};$$

$$M_{f2} = 7,2 \text{ m} \cdot \text{kp};$$

$$M_{f3} = 28,0 \text{ m} \cdot \text{kp.}$$

A hajlítónyomatékok eredői:

$$M_{hI} = \sqrt{M_{v1}^2 + M_{f1}^2} = \sqrt{50,7^2 + 16,8^2} = 53,41 \text{ m} \cdot \text{kp};$$

$$M_{hII} = \sqrt{M_{v2}^2 + M_{f2}^2} = \sqrt{4^2 + 7,2^2} = 8,24 \text{ m} \cdot \text{kp};$$

$$M_{hIII} = \sqrt{M_{v3}^2 + M_{f3}^2} = \sqrt{19^2 + 28^2} = 33,84 \text{ m} \cdot \text{kp.}$$

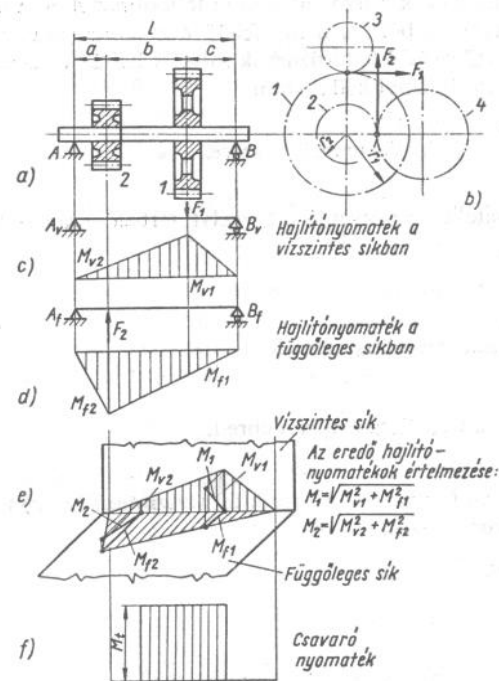
A redukált nyomatékok meghatározása.

$$M_{\text{red. I}} = \sqrt{M_{hI}^2 + (M_{t1} - M_{t2})^2} = \sqrt{53,41^2 + 15^2} = 55,48 \text{ m} \cdot \text{kp};$$

$$M_{\text{red. II}} = \sqrt{M_{hII}^2 + M_{t2}^2} = \sqrt{8,24^2 + 15^2} = 17,12 \text{ m} \cdot \text{kp};$$

$$M_{\text{red. III}} = \sqrt{M_{hIII}^2 + M_{t3}^2} = \sqrt{33,84^2 + 15^2} = 37,02 \text{ m} \cdot \text{kp.}$$

A legnagyobb eredményoték a I helyen ébred, ez a mértékadó keresztmetszet. A viszonyok teljesen megváltoznának akkor, ha a szélére kerülne a I hajtómotor. Ennek megoldását nem követjük nyomon, de egy számszerű megjegyzésünk feltétlen van, nevezetesen: ebben az esetben a I–III tengelyszakaszon M_{t1} csavarónyomaték nagysággal kellene számolnunk. Megjegyezzük, hogy ennek feszültségét okozó hatása még csak kiegyenlíthető az alkatrész anyagának teherbírás tartalékával, de sokkal nehezebben küszöbölhető ki az alakváltozás mértékének változása (lásd feszültség és alakváltozás meghatározására való összefüggéseket!).



2.30. ábra. Kétfokozatú fogaskerék-hajtás vizsgálata

Kétfokozatú fogaskerék-hajtást szemléltetünk a 2.30. ábrán. Az I és 2. jelzésű kerek közös tengelyre vannak felszerelve. A 3 jelzésű kerek (b ábra) hajtja az I jelzésűt, ez adja az első fokozatot, majd a 2 jelzésű kerek hajtja a 4. jelzésűt, ez a nyomatékátvitel során a második

fokozat. A fordulatszámokkal kifejezve

$$i_{3-1} = \frac{n_3}{n_1} \quad \text{és} \quad i_{2-4} = \frac{n_1}{n_4},$$

a két fokozat részátétele. Az eredőátétel:

$$i = i_{3-1} i_{2-4} = \frac{n_3}{n_1} \frac{n_1}{n_4} = \frac{n_3}{n_4}.$$

Az F_1 és F_2 kerületi erők a nyomatékok (a teljesítményből, a megfelelő kerék fordulatszámokból) és a megfelelő osztókörsugarak vagy gördülőkör sugarak segítségével határozhatók meg. A hajtás veszteségét elhanyagolva; ha P teljesítményt kell átvinni

$$M_k = 71620 \frac{P}{n_1} \quad \text{a közös tengelyre szerelt}$$

két fogaskerék nyomatéka. Ez egyenlő a tengelyt terhelő csavarónyomatékkal: $M_t = M_k$

A két kerületi erő;

$$F_1 = \frac{M_k}{r_1} \quad \text{a vízszintes síkban ébred}$$

$$\text{és} \quad F_2 = \frac{M_k}{r_2} \quad \text{a függőleges síkban ébred.}$$

A vízszintes síkban (a rajz síkját vettük fel vízszintes síknak) meghatározható hajlítónyomatékok.

$$M_{v1} = \frac{(a+b)cF_1}{l},$$

és

$$M_{v2} = \frac{caF_1}{l}.$$

A függőleges síkban meghatározható hajlítónyomatékok:

$$M_{f2} = \frac{(b+c)aF_2}{l},$$

és

$$M_{f1} = \frac{acF_2}{l}.$$

A Pithagorasz-tétellel kifejezhetők az eredő hajlítónyomatékok:

$$M_{h1} = \sqrt{M_{v1}^2 + M_{f1}^2},$$

és

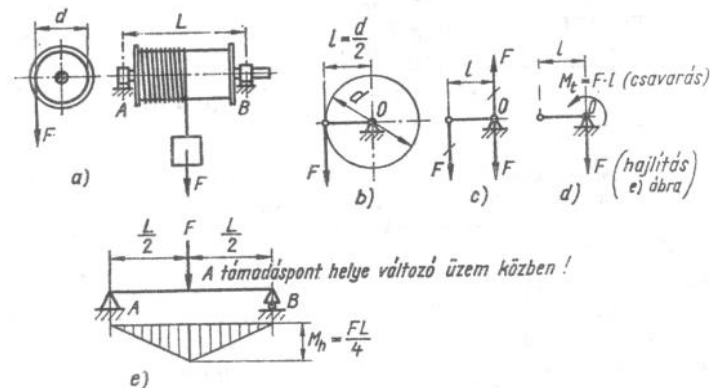
$$M_{h2} = \sqrt{M_{v2}^2 + M_{f2}^2}.$$

Az így meghatározott eredő hajlítónyomatékok közül a nagyobb számolva — figyelembe véve a csavarónyomatékokat — meghatározhatjuk az ún. redukált nyomatékokat:

$$M_{red} = \sqrt{M_h^2 + M_t^2}.$$

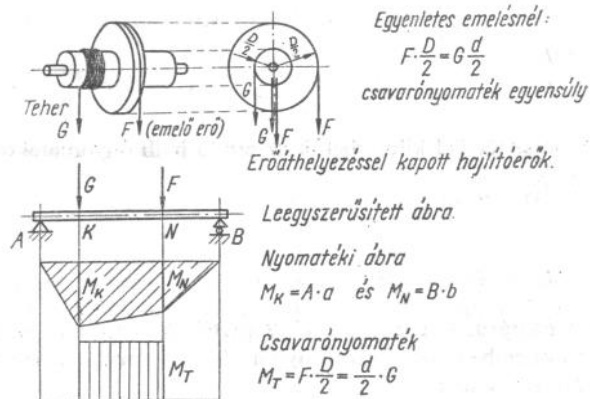
A méretezés összetett igénybevételre történik vagy M_{red} alapján, vagy a síkbeli feszültségállapot összefüggése szerint (lásd 3. és 12. fejezetet).

A 2.31. ábrától a 2.35. ábráig olyan feladatokat közlünk amelyeknek közös jellemzőjük, hogy hajlító- és csavaróigénybevétel együttes hatása határozható meg. Természetesen nyíróigénybevétel is van, mivel a hajlítónyomatékokat nem erőpár hozza létre, de ez az esetek nagy részében

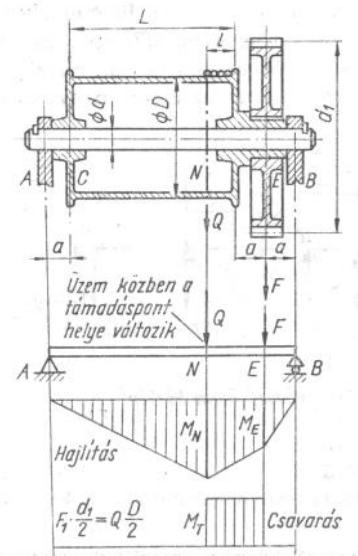


2.31. ábra. Teheremelés

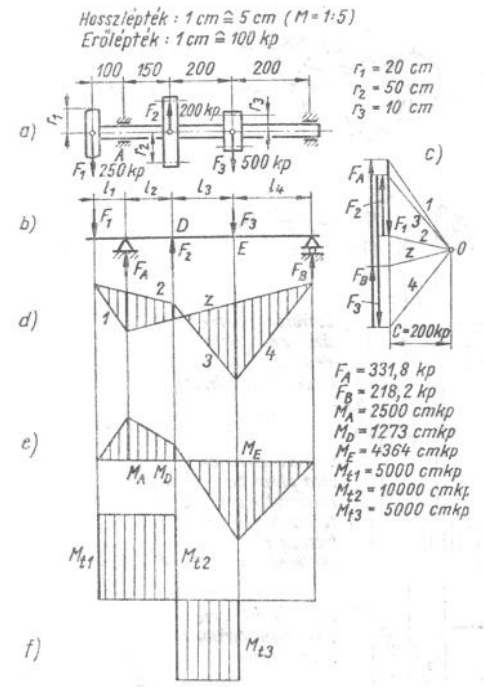
a) elrendezés; b) oldalnézeti elvi vázlat; c) erőáthelyezés; d) az erőáthelyezés után F hajlítónyomatékokat okoz az $M_t = F \cdot L$ csavarónyomaték ébredése mellett; e) az F erőből származó hajlítónyomaték értelmezése



2.32. ábra. Hengerkerék



2.33. ábra. Teheremelés



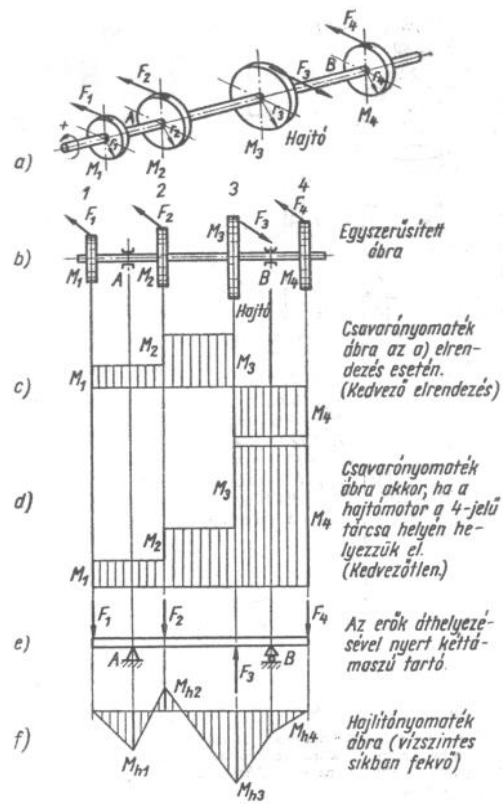
2.34. ábra. Számpélda

a) elrendezés; b) hajítóerők az erőáthelyezés után; c) vektorábra szerkesztése; d) hajlítónyomaték ábra szerkesztése; e) kiegyensúlyozott hajlítónyomaték ábra; f) csavarónyomaték ábra (a hajtómotor közepén van)

elhanyagolható. A külső erők hatásábrái között a nyíróerő ábrát nem rajzoltuk meg. A 9. fejezetben hasonló feladatot számszerűen oldunk meg, figyelembe véve a nyíróerő hatását is.

A 3.36. ábra kúperék hajtást mutat be. A feladatot a b ábrán egyszerűsített modellként is megrajzoltuk. A c és d ábrán erőáthelyezések segítségével meghatároztuk az igénybevételeket: Az F_T erőnek csavaró hatása ($M_t = rF_T$), és az áthelyezés után hajlító hatása van a tengelyre ez utóbbinak hatásábráját nem rajzoltuk meg, az előző ábrák és feladatok alapján ez könnyen elvégezhető).

Az F_T erő hajlítóhatásával együtt nyíróigénybevétel is fellép. Ezt elhanyagolhatjuk. Az F_a összetevőnek is van bizonyos hajlító hatása

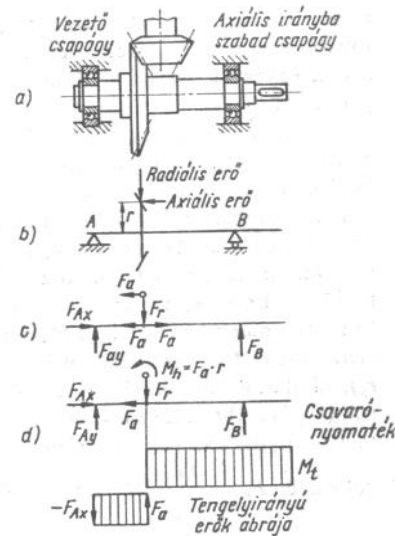


2.35. ábra. Csavarónyomaték-átvitel négytárcsás elrendezésnél

($M_h = rFa$), ezenkívül a tengelyvonalra áthelyezve axiális erőhatásként is szerepel.

Az utóbbi feladatnál a csapágyazások erőhatásait is meg kell határoznunk. Mivel az ilyen jellegű számítások a fogaskerék hajtásoknál gyakoriak, ezért a különböző fogazatkialakítások eseteire ezeket a továbbiakban külön is meghatározzuk.

Egy tengely forgásának átvitelét másik tengelyre a műszaki gyakorlatban leggyakrabban fogazott kerekekkel valósítjuk meg. Alapvető kinematikai igény, hogy forgás közben a két kerék szögsebességének az



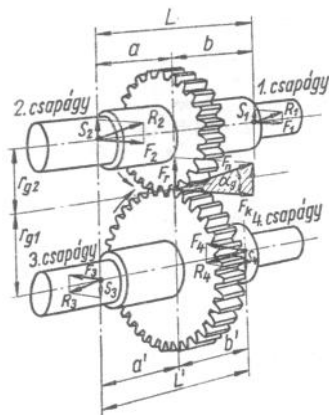
2.36. ábra. Kúpkerék-hajtás

aránya állandó maradjon, az áttétel ne változzék: $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \text{konst.}$

Kinematikai és energetikai vonatkozásban a fogaskerékpároknak rendszerint meghatározott P teljesítményt kell átvinniük az n_1 fordulatszámú behajtóoldalról az n_2 fordulatszámú kihajtott oldalra. A hajtóoldal csavarónyomatéka:

$$M_1 = 71620 \frac{P_{LE}}{n_1 \text{ min}}$$

A nyomatékátvitel mechanikai viszonyai attól függenek, hogy a hajtást milyen kerekekkel valósítjuk meg. A kihajtóoldali csavarónyomaték az áttétel és M_1 ismeretében számítható: $M_2 = iM_1$. A tengelyek hajlítói igénybevételének nagysága a tengelyek hosszmereteitől, elrendezésétől, a csapágyazások számától és elhelyezésétől függ. A csapágyakat terhelő erőket (esetleg nyomatékokat) a hajtás jellege és a tengely geometriai meghatározása befolyásolja. A tengelyirányú erőhatásokat a behajtó- és kihajtótengelyek egymáshoz viszonyított helyzete, és a kerekek fogaza-



2.37. ábra. Egyenes külső fogazatú hengeres kerek erőhatásai

fogatnál: $F_k = \frac{M_1}{r_{g1}}$ összefüggéssel határozható meg. Fogaskerékajtás esetén a fogmerőleges irányába eső F_n erő a működő erőhatás. Evolvens fogatnál α szög (a kapcsoló szög) állandó, ezért a Q is állandó értékű:

$$F_n = \frac{F}{\cos \alpha_g}$$

Elemi tengelytáv esetén $\alpha_g = \alpha_0 = 20^\circ$, általános tengelytávnál: $\alpha_g = \arccos \frac{a_0}{a} \cos \alpha_0$, ahol a_0 az elemi és a az általános tengelytáv, α_0 pedig a kapcsolószög ($\alpha_0 = 20^\circ$).

Az α_g szög irányába működő F_n erőnek van még egy F_r komponense, amelyik a tengelyeket egymástól eltávolítani igyekszik. Ennek nagysága:

$$F_r = F_k \operatorname{tg} \alpha_g$$

Avégett, hogy a 2.37, 2.38, és a 2.39 ábrák jól olvashatók legyenek, ezért az ébredő csapágyerőknél F betűvel jelöljük az F_k , S betűvel az F_r , T betűvel az F_a hatására ébredő erőket. A nagy U betű az F_a járulékos sugárirányú erőhatása, és az eredő erőt pedig R -rel jelöljük a továbbiakban. A csapágyakat terhelő erőket a geometriai meghatározások alapján számíthatjuk.

tának kialakítása határozza meg. A továbbiakban a hajtások megvalósításának egyes alapeseteire mutatunk be példákat.

A 2.37. ábrán egyenes külső fogazatú hengeres kerek (homlokkerek) kapcsolódását látjuk. Ha az együtt dolgozó fogpárok érintkezési felületén ébredő súrlódástól eltekintünk, akkor a fognyomás hatásvonala a közös fogmerőlegesbe esik, amely mindenkor a főponton megy keresztül. A főponton elemi fogatnál az osztókörcök (r_1 és r_2), általános fogatnál a gördülőkörök (r_{g1} és r_{g2}) érintkeznek. A számítást megkönnyítő kerületi erő elemi fogat esetén $F_k = \frac{M_1}{r_1}$, és általános fo-

Az 1 csapágy terhelése:

$$\text{az } F \text{ erő következtében: } F_1 = \frac{a}{L} F_k;$$

$$\text{az } F_r \text{ erő következtében: } S_1 = \frac{a}{L} F_r;$$

$$\text{az eredő terhelő erő: } R_1 = \sqrt{F_1^2 + S_1^2}.$$

A 2 csapágy terhelése:

$$\text{az } F \text{ erő következtében: } F_2 = \frac{b}{L} F = F - F_1;$$

$$\text{az } F_r \text{ erő következtében: } S_2 = \frac{b}{L} F_r = F_r - S_1$$

$$\text{az eredő terhelő erő: } R_2 = \sqrt{F_2^2 + S_2^2}.$$

A 3 csapágy terhelése:

$$\text{az } F \text{ erő következtében: } F_3 = \frac{b'}{L'} F;$$

$$\text{az } F_r \text{ erő következtében: } S_3 = \frac{b'}{L'} F_r;$$

$$\text{az eredő terhelő erő: } R_3 = \sqrt{F_3^2 + S_3^2}.$$

A 4 csapágy terhelése:

$$\text{az } F \text{ erő következtében: } F_4 = \frac{a'}{L'} F;$$

$$\text{az } F_r \text{ erő következtében: } S_4 = \frac{a'}{L'} F_r;$$

$$\text{az eredő terhelő erő: } R_4 = \sqrt{F_4^2 + S_4^2}.$$

Az előző megoldáshoz több megjegyzés tartozik.

1. Ha a szerkezeti kialakítás olyan, hogy a tengelyekre csak egy fogaskerékpár van felszerelve, akkor nem szükséges az összetevőket a

fentiek szerint számítani. Ilyenkor:

$$R_1 = \frac{a}{L} F_n = \frac{a}{L} \frac{F_k}{\cos \alpha_g};$$

$$R_2 = \frac{b}{L} F_n = \frac{b}{L} \frac{F_k}{\cos \alpha_g};$$

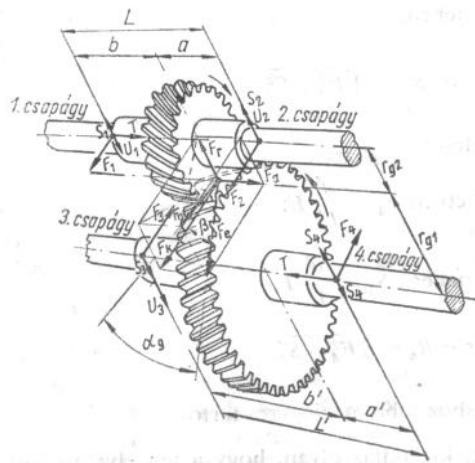
$$R_3 = \frac{b'}{L'} F_n = \frac{b'}{L'} \frac{F_k}{\cos \alpha_g};$$

$$R_4 = \frac{a'}{L'} F_n = \frac{a'}{L'} \frac{F_k}{\cos \alpha_g}.$$

2. Ebben az esetben az R_1 , R_2 , R_3 és R_4 reakcióerők (és természetesen a hatóerők is!) a vízszintessel α_g szöget zárnak be.

3. Gyakori megoldás hogy a szerkezet olyan elrendezésű, hogy egy tengelyen több fogaskerék helyezkedik el. Ilyenkor működésükből származó erőhatások figyelembevételét úgy határozhatjuk meg, hogy a terhelőerőket két merőleges összetevőre bontjuk fel, és ezek hatásait vizsgáljuk. Célszerű ábrán végig kísérni a megoldás menetét.

4. Nyíl fogazatú fogaskerék hajtások esetében a reakcióerők meghatározása azonos az egyenes fogazatú hengeres fogaskerékpár reakcióerőinek meghatározási módszerével.



2.38. ábra. Ferde fogazatú hengeres kerek erőhatásai

A 2.38. ábrán általános tengelytávú ferde fogazatú fogaskerékpárt mutatunk be. A hajtóoldali csavarónyomaték:

$$M_1 = 71620 \frac{P_{LE}}{n_1 \frac{1}{\min}}$$

A nyomatékátvitelhez szükséges kerületi erő:

$$F_k = \frac{M_1}{r_{g1}}$$

Ez a kerületi erő működés szerint teljesen fiktív (elképzelt), mivel a fógördésé miatt a működő erő csak a F_n fognyomás lehet. A 2.38. ábra alapján a F_n működő erő felbontható F_c és F_a komponensekre:

$F_c = F_n \cos \alpha_g$ (a ferde fogra merőleges irányú és a vízszintes síkban fekvő komponens),

$F_r = F_n \sin \alpha_g$ (a tengelyeket egymástól eltávolító sugárirányú összetevő).

Az F_c erőhatás további két komponens eredőjeként szerepel (F_k és F_a). Ezek meghatározása:

$$F_k = F_c \cos \beta; \quad \text{és} \quad F_a = F_n \sin \beta.$$

A gyakorlatban elterjedt a fiktív kerületi erő meghatározása, ezérettel fejezzük ki a többi erőhatást is. Az előzőek felhasználásával, ill. az ábra alapján:

$$\text{a működő fognyomás: } F_n = \frac{F_k}{\cos \alpha_g \cos \beta};$$

$$\text{a kerekeket szétválasztó erő: } F_r = F_k \frac{\tan \alpha_g}{\cos \beta};$$

$$\text{a tengelyirányú (axiális) erő: } F_a = F_k \tan \beta.$$

A kifejezésekben β a fogferdeségi szög, és α_g a homloksíkban a kerékkapcsolószög. Elemi fogazat esetén r_1 , r_2 és α_{oh} (homlok kapcsolószög) jellemzőkkel történik az erőhatások kiszámítása. A tengelyek igénybevétele hajlítás, csavarás és nyomás. A nyomóigénybevétel a fogaskerek és az 1 jelű csapágy, ill. a 4 jelű csapágy közötti tengelyszakaszra vonatkozik.

fentiek szerint számítani. Ilyenkor:

$$R_1 = \frac{a}{L} F_n = \frac{a}{L} \frac{F_k}{\cos \alpha_g};$$

$$R_2 = \frac{b}{L} F_n = \frac{b}{L} \frac{F_k}{\cos \alpha_g};$$

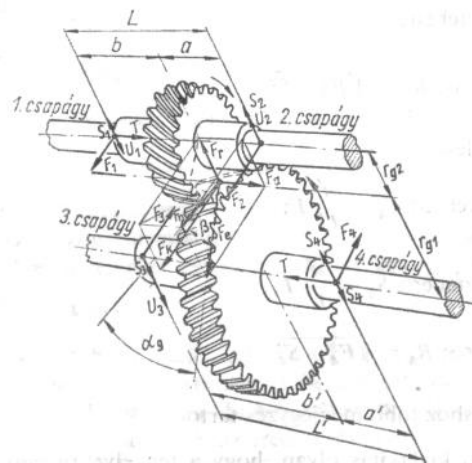
$$R_3 = \frac{b'}{L'} F_n = \frac{b'}{L'} \frac{F_k}{\cos \alpha_g};$$

$$R_4 = \frac{a'}{L'} F_n = \frac{a'}{L'} \frac{F_k}{\cos \alpha_g}.$$

2. Ebben az esetben az R_1 , R_2 , R_3 és R_4 reakcióerők (és természetesen a hatóerők is!) a vízszintessel α_g szöget zárnak be.

3. Gyakori megoldás hogy a szerkezet olyan elrendezésű, hogy egy tengelyen több fogaskerék helyezkedik el. Ilyenkor működésükből származó erőhatások figyelembevételét úgy határozhatjuk meg, hogy a terhelőerőket két merőleges összetevőre bontjuk fel, és ezek hatásait vizsgáljuk. Célszerű ábrán végig kísérni a megoldás menetét.

4. Nyílfogazatú fogaskerék-hajtások esetében a reakcióerők meghatározása azonos az egyenes fogazatú hengeres fogaskerékpár reakcióerőinek meghatározási módszerével.



2.38. ábra. Ferde fogazatú hengeres kerek erőhatásai

A 2.38. ábrán általános tengelytávú ferde fogazatú fogaskerékpárt mutatunk be. A hajtóoldali csavarónyomaték:

$$M_1 = 71620 \frac{P_{LE}}{n_1 \frac{1}{\min}}.$$

A nyomatékátvitelhez szükséges kerületi erő:

$$F_k = \frac{M_1}{r_{g1}}.$$

Ez a kerületi erő működés szerint teljesen fiktív (elképzelt), mivel a fog ferdesége miatt a működő erő csak a F_n fognyomás lehet. A 2.38. ábra alapján a F_n működő erő felbontható F_e és F_a komponensekre:

$F_e = F_n \cos \alpha_g$ (a ferde fogra merőleges irányú és a vízszintes síkban fekvő komponens),

$F_r = F_n \sin \alpha_g$ (a tengelyeket egymástól eltávolító sugárirányú összetevő).

Az F_e erőhatás további két komponens eredőjeként szerepel (F_k és F_a). Ezek meghatározása:

$$F_k = F_e \cos \beta; \quad \text{és} \quad F_a = F_n \sin \beta.$$

A gyakorlatban elterjedt a fiktív kerületi erő meghatározása, ezért ezzel fejezzük ki a többi erőhatást is. Az előzőek felhasználásával, ill. az ábra alapján:

$$\text{a működő fognyomás: } F_n = \frac{F_k}{\cos \alpha_g \cos \beta};$$

$$\text{a kereket szétválasztó erő: } F_r = F_k \frac{\tan \alpha_g}{\cos \beta};$$

$$\text{a tengelyirányú (axiális) erő: } F_a = F_k \tan \beta.$$

A kifejezésekben β a fogferdeségi szög, és α_g a homloksíkban a kerékkapcsolószög. Elemi fogazat esetén r_1 , r_2 és α_{oh} (homlok kapcsolószög) jellemzőkkel történik az erőhatások kiszámítása. A tengelyek igénybevétele hajlítás, csavarás és nyomás. A nyomóigénybevétel a fogaskerékek és az 1 jelű csapágy, ill. a 4 jelű csapágy közötti tengelyszakaszra vonatkozik.

Az 1 jelű csapágy terhelése

$$\text{az } F \text{ erő következtében: } F_1 = \frac{a}{L} F_k;$$

$$\text{az } S \text{ erő következtében: } S_1 = \frac{a}{L} F_r;$$

a sugárirányú terhelés a T axiális erő következtében:

$$U_1 = \frac{r_1}{L} F_a.$$

(Ez a terhelés azért ébred, mert az F_a erő nem a csapágy tengelyvonalában, hanem attól r_1 távolságra hat. Ebből $F_a r_1$ nyomaték származik, amelyet a csapágyaknak kell felvenniük.

Az összes sugárirányú terhelés:

$$R_1 = \sqrt{F_1^2 + (S_1 - U_1)^2}.$$

a tengelyirányú nyomóerő: F_a

Az 1 jelű csapágy összes terhelése:

$$L_1 = \sqrt{R_1^2 + F_a^2}.$$

A 2 jelű csapágy terhelése:

$$\text{az } F_k \text{ erő következtében: } F_2 = \frac{b}{L} F_k = F_k - F_1;$$

$$\text{az } F_r \text{ erő következtében: } S_2 = \frac{b}{L} F_r = F_r - S_1;$$

a sugárirányú terhelés a F_a axiális erő hatására:

$$U_2 = \frac{r_1 F_a}{L} = U_1.$$

A 2 jelű csapágy összes terhelése:

$$R_2 = \sqrt{F_2^2 + (S_2 + U_2)^2}.$$

A 3 jelű csapágy terhelése,

$$\text{az } F_k \text{ erő következtében: } F_3 = \frac{a'}{L'} F_k;$$

$$\text{az } F_r \text{ erő következtében: } S_3 = \frac{a'}{L'} F_r;$$

$$\text{a } F_a \text{ axiális erő okozta sugárirányú terhelés: } U_3 = \frac{r_2 F_a}{L'};$$

a 3 jelű csapágy összes terhelése:

$$R_3 = \sqrt{F_3^2 + (S_3 + U_3)^2},$$

A 4 jelű csapágy terhelése;

$$\text{az } F_k \text{ erő következtében: } F_4 = \frac{b'}{L'} F_k = F_k - F_3;$$

$$\text{az } F_r \text{ erő következtében: } S_4 = \frac{b'}{L'} F_r = F_r - S_3;$$

a F_a axiális erő okozta sugárirányú terhelés:

$$U_4 = \frac{r_2 F_a}{L'} = U_3.$$

Az összes sugárirányú terhelés:

$$R_4 = \sqrt{F_4^2 + (U_4 - S_4)^2}.$$

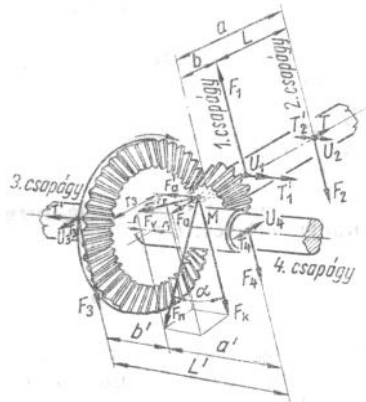
A tengelyirányú terhelő erő: F_a .

Az összes terhelő erő 4 jelű csapágnál:

$$L_4 = \sqrt{R_4^2 + F_a^2}.$$

Nagyon lényeges megjegyzésünk arra az esetre vonatkozik, ha két ferde fogazatú kerékpár van hajtásban a tengelyeinken: Ilyenkor azokat egymással szembe kell elhelyezni a tengelyen, hogy a lehető legjobban kiegyenlítsék egymást az ébredő két tengelyirányú terhelő erő: ($F_a = F_{a1} - F_{a2}$, esetleg $F_a = 0$).

A kúpkerékeken jelentkező erőhatások egyik esetét ábrázoltuk a 2.39. ábrán. Egyenes fogazat esetén az erőhatásokat a fogközépbén levő M pontban koncentrálnhatjuk. A fogak felületén működő Q nyomóerő a



2.39. ábra. Kúpkerék hajtás csapágyazása

fogmerőleges irányában hat. Egyenes fogazat esetén ez felbontható a kerületi egy vízszintes összetevőkre.

A kerületi erő (a kiskúpkerék a hajtó!)

$$F_k = \frac{M_1}{r_1}, \quad \text{ahol} \quad M_1 = 71620 \frac{P_{LE}}{n_1 \text{ min}}$$

Az F_n normális fognyomás:

$$F_n = \frac{F_k}{\cos \alpha}$$

Az F_n erő vízszintes összetevője:

$$F_v = F_k \operatorname{tg} \alpha.$$

Az F_v erő további két erőre bontható fel. A nagykúpkerék tengelyirányú erőhatása:

$$F'_a = F_v \cos \delta = F_k \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta,$$

(ahol δ a kiskúpkerék osztókúpjának szöge).

A kiskúpkerék tengelyirányú erőhatása:

$$F_a = F_v \sin \delta = F_k \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta.$$

A tengelyek hajlító-, csavaró- és tengelyirányú erőhatásból származó igénybevételeket szenvednek. A 2.39. ábrán a hatóerőket rajzoltuk meg. A csapágyak terhelésénél az összes erőhatást figyelembe vesszük.

Az 1 jelű csapágy terhelése

$$\text{az } F_k \text{ erő következtében: } F_1 = \frac{a}{L} F_k;$$

$$\text{a } F'_a \text{ erő következtében: } [T'_1 = \frac{a}{L} F'_a;$$

sugárirányú erő a F_a erő hatásából:

$$U_1 = \frac{r_1}{L} F_a;$$

(ahol r_1 a kiskerék közepes sugara).

Az 1 jelű csapágy összes eredő terhelése:

$$R_1 = \sqrt{F_1^2 + (T'_1 - U_1)^2}.$$

A 2 jelű csapágy terhelése

$$\text{az } F_k \text{ erő következtében: } F_2 = \frac{b}{L} F_k = F_1 - F_k;$$

$$\text{a } F'_a \text{ erő következtében: } T'_2 = \frac{b}{L} F'_a = T'_1 - F'_a;$$

sugárirányú terhelés F_a erő hatásából:

$$U_2 = \frac{r_1}{L} F_a.$$

A sugárirányú terhelés eredője:

$$R_2 = \sqrt{F_2^2 + (T'_2 - U_2)^2},$$

a tengelyirányú terhelő erő: F_a .

Az összes eredő terhelés a 2 jelű csapágnál:

$$L_2 = \sqrt{R_2^2 + F_a^2}.$$

A 3 jelű csapágy terhelése,

$$\text{az } F_k \text{ erő következtében: } F_3 = \frac{d'}{L'} F_k;$$

$$\text{a } F_a \text{ erő következtében: } T_3 = \frac{a'}{L'} F_a;$$

sugárirányú erő a F'_a erő hatásából:

$$U_3 = \frac{r_2}{L'} F'_a,$$

(ahol r_2 a nagykerék közepes sugara).

Az eredő sugárirányú terhelése:

$$R_3 = \sqrt{F_3^2 + (T_3 + U_3)^2}.$$

A tengelyirányú erőhatás: F'_a .

A 3 jelű csapágy eredő terhelése:

$$L_3 = \sqrt{R_3^2 + F_a'^2}.$$

A 4 jelű csapágy terhelése

$$\text{az } F_k \text{ erő következtében: } F_4 = \frac{b'}{L'} F_k = F_k - F_3;$$

$$\text{a } F_a \text{ erő következtében: } T_4 = \frac{b'}{L'} F_a = F_a - T_3;$$

sugárirányú terhelő erő a F'_a hatásából:

$$U_4 = \frac{r_2}{L'} F'_a.$$

A 4 jelű csapágy összes terhelése:

$$R_4 = \sqrt{F_4^2 + (U_4 - T_4)^2}.$$

Kitérőtengelyek közötti nyomaték (teljesítmény) átvitelre gyakran alkalmazunk csigahajtást. A csigahajtás tengelyeinek és csapágyainak terhelései a 32. fejezetben bemutatott eljárás szerint határozható meg (32.7. ábra).

3. Szilárdságtani méretezés

Az alkatrészek, a szerkezeti elemek méretezésének kettős célja van:

— az alkatrész méreteit (a keresztmetszetének alakját és nagyságát) úgy kell megállapítani, hogy ne következzen be törés és a teherbírása megfelelő legyen.

— a terhelés hatására csak olyan alakváltozás következzen be, amely a terhelés megszűnése után eltűnik.

Az alakváltozások kísérőjelensége, és tőle el nem választható, hogy az igénybevételek hatására az alkatrészekben belül megoszló erőrendszer alakul ki. Ezt feszültségnek nevezzük és mivel vektormennyiség, először a nagyságát fejezzük ki a felületegységre vonatkoztatott belső erő értékével:

$\frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}$ vagy $\frac{\text{kp}}{\text{mm}^2}$. A feszültség iránya lehet a felületre merőleges;

— ezt görög σ -val jelöljük, és lehet a felület síkjában ébredő; — ezt görög τ -val jelöljük. Az értelme a külső erő (vagy nyomaték) értelmével ellentétes, tehát megrajzolásakor ezt figyelembe kell venni.

A terhelés jellegét az igénybevétel határozza meg, amely a külső erők (vagy nyomatékok) alakváltoztató hatásában mutatkozik meg, és ez meghatározza az ébredő feszültséget is.

Egyszerű igénybevételek:

1. *a húzás*, amelynek a megnyúlás az alakváltoztató hatása (7.1. ábra). Megjegyezzük, hogy a 7.1. ábrán a kialakuló (σ) feszültségek értelmének ábrázolásakor a vékony vonallal rajzolt részt távolítottuk el.

2. *a nyomóigénybevétel*nél τ jellegű feszültség ébred, az alakváltozás pedig rövidülés (7.2. ábra).

3. *hajlítás*nál is σ feszültségek ébrednek, mivel a meggörbülés után 8.1. ábrán a görbületi középpont felé eső szálak, rétegek összenyomódnak, amíg a semleges rétegtől az ellenkező oldalra esők megnyúlnak. Végeredményben a hajlítás nyomásból és húzásból áll. Az alakváltozás a rúd meggörbülésével fejezhető ki (ρ a görbületi sugár).

4. a nyíróigénybevételnél τ feszültség ébred. A tiszta nyírás csak a terhelés kezdetén valósul meg (9.1. ábra), a továbbiakban már hajlítással párosul, meg kell támasztani a nyírt testet (9.2. ábra). Az alakváltozás γ szöggel jellemezhető eltorzulásban mutatkozik meg (9.2c ábra).

5. a csavaróigénybevételnél τ jellegű feszültség ébred és az alakváltozásra az egymástól l távolságban fekvő keresztmetszetek egymáshoz viszonyított szögelfordulását a φ -t adjuk meg (10.1. ábra).

6. a kihajlás a nyomás egyik különleges esete. A keletkező feszültség σ jellegű, az alakváltozás pedig egy bizonyos terhelésig rövidülés, majd felette bekövetkezik a „kihajlás” a meggörbülés, amely már a hajlításra jellemző (11.1. táblázati ábra). Megjegyezzük, hogy a „kihajlást” a méretezésnél nem engedjük meg, ezért az igénybevételt végső fokon nyomásra vezetjük vissza.

Az egyszerű igénybevételek hatására a test valamennyi keresztmetszetében vagy csak σ vagy csak τ feszültség ébred: húzás, nyomás (kihajlás) és hajlítás esetén σ , nyírás és csavarás esetén pedig τ feszültség.

Ha két egyszerű igénybevétel együttesen lép fel, akkor összetett igénybevétellel van dolgunk.

Ha a két egyszerű igénybevétel okozta feszültségek azonosak — pl. vagy csak σ vagy csak τ —, akkor egyirányú összetett igénybevételt kapunk. Ilyen egyirányú összetett igénybevételek a következők:

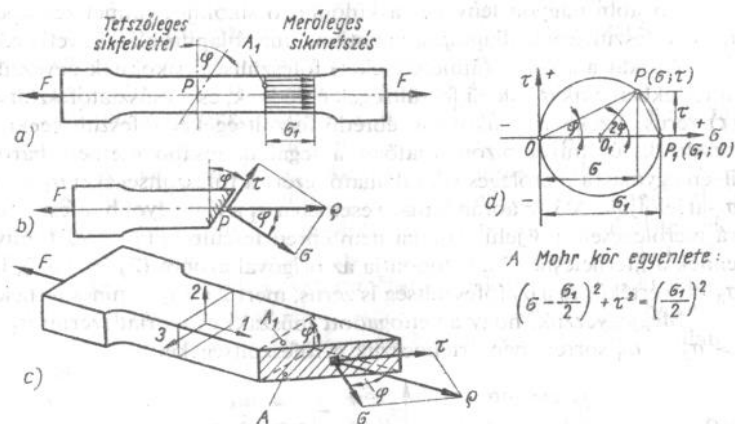
1. húzás hajlítással;
2. nyomás hajlítással;
3. a ferde hajlítás;
4. nyírás csavarással.

Ha a két egyszerű igénybevétel okozta feszültségek különbözők — tehát egyidejűleg mind σ , mind τ feszültség ébred — akkor többirányú összetett igénybevételről beszélünk. Ilyenek:

1. húzás (nyomás) csavarással;
2. húzás (nyomás) nyírással;
3. hajlítás csavarással;
4. hajlítás nyírással.

A testek, az alkatrészek feszültségi állapotát a Mohr-féle feszültségi körök szemléletes módon ábrázolják, és adják meg. Ez azt jelenti, hogy a test valamely P pontján átmenő összes síkban ismerjük a feszültségeket. Az ábrázolást derékszögű koordináta rendszerben végezzük, és a tengelyekre a σ és a τ feszültségeket mérjük fel változóként.

A 3.1. ábrán látható alkatrészben a terhelőerőre merőleges sík keresztmetszetben csak σ feszültség ébred ($\sigma_1 = \frac{F}{A_1}$). A P ponton átmenő



3.1. ábra. A Mohr-féle feszültségi kör értelmezése

síkmetszetben (φ , ill. A), a σ feszültség mellett már τ jellegű is ébred (3.1b és c ábra).

Ezek kifejezhetők σ_1 -el:

$$\sigma = \sigma_1 \cos^2 \varphi \quad \text{és} \quad \tau = \sigma_1 \sin \varphi \cdot \cos \varphi = \frac{1}{2} \sigma_1 \sin 2\varphi.$$

Az ábrázolásuk adja a Mohr-féle feszültségi kört (3.1d ábra). A tetszőleges P ponthoz tartozó φ szögparaméter (segédfüggvény) szerint meghatározható a Mohr-körön a futó-pont helyzete. Az ábráról leolvasható a meghatározás módja.

Alapvető meghatározási szabályok:

1. A $(\sigma; \tau)$ koordináta rendszerben a feszültségi állapot meghatározásánál a σ tengelyre a húzófeszültségeket pozitív, a nyomófeszültségeket negatív irányba mérjük fel.

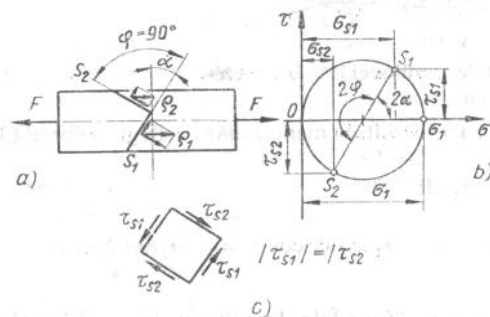
2. A τ tengely irányába felmért csúsztatófeszültség akkor pozitív, ha vektora a felvett sík anyagoldalán levő pontokra pozitív (az óramutató járásával ellentétes) nyomatékkal forog. A negatív τ feszültség értelmezése az előzőek alapján egyértelmű.

3. Ha a felvett sík (A), a keresztmetszet síkjától (A_1) az órajárással egyező értelemben fordul el (φ), akkor a felvett sík feszültségi állapotát meghatározó futópont (P) a feszültségi körön az óramutató járásával ellentétesen mozdul el a P_1 ponthoz képest két akkora (2φ) szöggel.

További nagyon lényeges a különböző síkokhoz (átmetszésekhez) tartozó feszültségek állapotára vonatkozó megállapítások a következők:

Azokat a síkokat (átmetszéseket) főfeszültségi síkoknak nevezzük, amelyekben csak σ jellegű feszültségek ébrednek, és a csúsztatófeszültség (τ) zérus. Ezekben a síkokban ébredő feszültségeket főfeszültségeknek nevezzük, és mivel bizonyíthatóan a legáltalánosabb esetben három ilyen egymásra merőleges sík található, ezért a főfeszültségeket σ_1, σ_2 és σ_3 -al jelöljük. A 3.1c ábrán látható esetben a σ_1 a legnagyobb főfeszültség rá merőlegesen a 3 jelű irányba nem ébred feszültség ($\varphi = 90^\circ$), mivel ennek a „terhelésnek” a futópontja az origóval azonos ($2\varphi = 180^\circ$), így $\sigma_3 = 0$ értékű, és a σ_2 főfeszültség is zérus, mert 2 irányba nincs terhelés.

Megjegyezzük, hogy az elfogadott műszaki gyakorlat szerint $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ sorrendben értelmezzük a főfeszültségeket.



3.2. ábra. Egyirányú feszültségi állapot esete

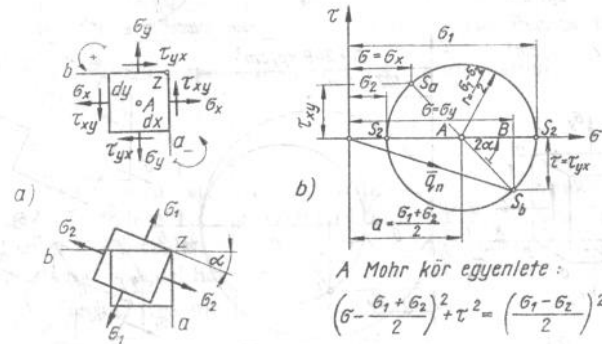
A 3.2. ábrán látható húzott alkatrész esetében bármiképpen vészünk fel a metszősíkot; a síkhoz tartozó σ és τ feszültségek eredője a ϱ vektor, mindig a rúd hossz tengelyének irányába ható F erővel azonos irányú. Az ilyen feszültségi állapotot egyirányúnak nevezzük.

Az egyirányú feszültségi állapot Mohr-féle feszültségi köre alapján a τ feszültségek dualitását is értelmezhetjük. A 3.2a ábrán látható húzott rudat, S_1 és az erre merőleges ($\varphi = 90^\circ$) síkokkal elmetsszük. A feszültségi körben S_1 jelzi az $[S_1]$ síkban levő feszültségi állapotot és S_2 az $[S_2]$ síkban keletkező feszültségeket adja meg. Mivel $2\varphi = 180^\circ$ elforgatás van az ábrán, ezért a két sík eredeti $\varphi = 90^\circ$ helyzetéhez képest az S_1 és S_2 pontok az átmérőn helyezkednek el, és ennek következményeként a τ feszültségek nagysága megegyezik, csak az értelme ellentétes. Ha kiemelünk a P pont közelében egy kis „hasábot” úgy igaz, hogy az egymásra merőleges síkokban ébredő feszültségek nagyságra egyenlők

és mind a két síkban vagy a síkok metszévonalára felé mutatnak vagy attól elmutatnak. (32. ábra). Megjegyezzük — és ez természetes az előzők alapján — hogy a S_1 és S_2 síkokban ébredő feszültségek eredője (ϱ_1 és ϱ_2) egyirányú és megegyezik a terhelés irányával.

A síkbeli feszültségi állapotnak az a jellemzője, hogy a meghatározható (a megadott és a számítható) feszültségvektorok közös síkban fekszenek. A síkbeli feszültségi állapotnak a műszaki gyakorlatban nagy jelentősége van. (Síkbeli feszültségi állapot van, pl. a kerületén terhelt lemezben, továbbá minden test olyan felületi pontjában, ahol terhelés nincs.) Tekintve, hogy a testek törése rendszerint a felületen keletkező és onnan terjedő repedések következménye, a síkbeli feszültségi állapot ismeretében nagy gyakorlati jelentősége van. Az összetett igénybevételek nagy része visszavezethető (kis elhanyagolással) síkbeli feszültségi állapot vizsgálatára.

A 3.3. ábra egy olyan alkatrész terhelését mutatja amelynek „A” pontjában az xy síkmetszete, síkbeli feszültségállapotú. Összhangban az előzőekkel az egyensúly vizsgálata megköveteli, hogy $|\tau_{xy}| = |\tau_{yx}|$ fennálljon (érvényesüljön a dualitás). A feszültségállapot vizsgálatához ismerni kell a σ_x, σ_y és a $\tau_{xy} = \tau_{yx}$ jellemzőket. Ezeket például az igénybevételekből számíthatjuk ki.



3.3. ábra. Síkbeli feszültségi állapot vizsgálata

A főfeszültségek meghatározása egy másodfokú egyenlet megoldására vezethető vissza. Ennek gyökei:

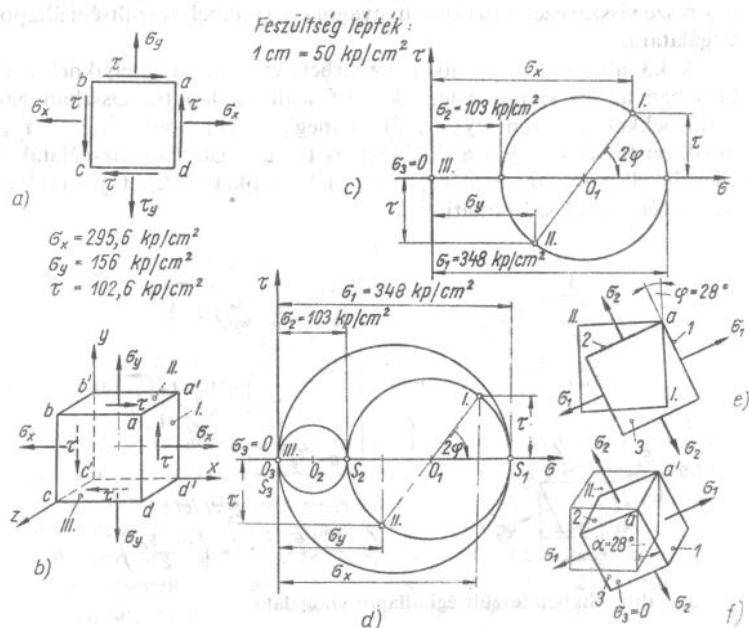
$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}$$

főfeszültségek.

A harmadik főfeszültség értéke zérus ($\sigma_3 = 0$).
 A megadott (az igénybevételekből számított) feszültségek alapján, vagy a főfeszültségek segítségével meghatározhatjuk a Mohr-féle feszültségi kört. Részletesen lásd a 3.3b ábrát.

A következő számpélda az eddigiek gyakorlására és kiegészítésére alkalmas.

A 3.4a ábrán levő kis kocka egy külső igénybevételekkel terhelt alkatrészből van kimetszve. A rajz síkjával párhuzamos kocka oldalak terheletlenek, a merőlegeseken pedig a berajzolt és megadott feszültségek ébrednek. A síkbeli feszültségek érzékeltetésére a b ábrán látszati képet rajzoltunk. A feszültségek származhatnak (többek közt!) a következő igénybevételekből:



3.4. ábra. Gyakorló számpélda

A σ_x valamely hajlítói igénybevétel okozta húzófeszültség a keresztmetszet legszélső szálában (a hajlítás tengelyéhez viszonyítva a másik szélső szálban nyomófeszültség ébred!). A σ_y a II. síkra merőleges húzóigénybevétel következménye. A τ feszültség az alkatrész csavaró-

igénybevételének hatására ébred, és a dualitás miatt az ábrákon meghatározott jelleggel hatnak. A III. sík azért terheletlen, mert az alkatrész felületének felel meg, — ott pedig az alkatrésze nem működik külső terhelés —, így feszültség sem ébred.

A kis kocka feszültségi állapotát a σ, τ koordináta rendszerben ábrázoltuk (3.4c ábra) feszültséglépték segítségével. A I és a II pontok meghatározása az eddigieknek megfelelően — a feszültség értelmének felhasználásával történt. I (295,6; 102,6) és II (156; -102,6). A III sík főfeszültségi sík, mivel τ feszültség nem ébred benne. Szerencsére σ sem, ez megkönnyíti a munkánkat: $\sigma_3 = 0$. A III pont megfelel a koordináta rendszer kezdő pontjának (S_3 pont, a 3. főfeszültségi síknak felel meg).

A III-as főfeszültségi síkra merőleges tengely körül (a-a') forgatva a kis kockát a különböző helyzeteket elfoglaló síkokban ébredő σ és τ feszültségértékeket jellemző pontok a koordináta rendszerben körön helyezkednek el. Mivel a I és a II síkok egymásra merőlegesek, ezért a I és a II pontok ennek a körnek az átmérőjét jelentik. Ezeket összekötve a σ tengelyen megkapjuk az O_1 pontot. Az $O_1I = O_1II = r$ sugárral megrajzolt kör kimetszi a tengelyen az S_1 és az S_2 főfeszültségeknek megfelelő pontokat. Ezek a főfeszültségek a lépték segítségével meghatározhatók (3.4c ábra).

A továbbiakban az S_1, S_2 és S_3 pontok ismeretében három körrel adhatjuk meg a síkbeli feszültségi állapotot (lásd 3.4d ábra). Ezeknek

$$\text{sugarai a főfeszültséggel kifejezve a 3.4.d ábra alapján: } r_1 = \frac{\sigma_1}{2}, r_2 = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \text{ és } r_3 = \frac{\sigma_2}{2}.$$

A σ és τ koordináta rendszerben az I ponttól az óramutató járásával megegyező értelemben 2φ szögtávolságra van az S_1 pont, ennek megfelelően a 1. főfeszültségi sík a I síktól az óramutató járásával ellentétes értelemben φ szöggel hajlik el. Az ábra alapján $2\varphi = 56^\circ$; $\varphi = 28^\circ$

Az eredmények meghatározása számítással:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2} = \frac{295,6 + 156}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(295,6 - 156)^2 + 4 \cdot 102,6^2}$$

$$\sigma_{1,2} = 225,8 \pm 124,1.$$

Tehát: $\sigma_1 = 349,9 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}$ és $\sigma_2 = 101,7 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}$.

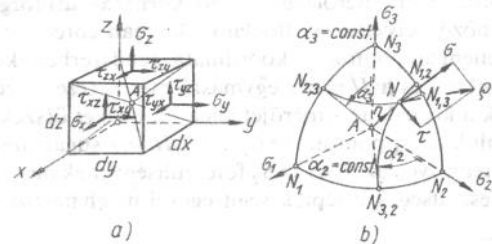
A 2φ szöget trigonometriai összefüggés segítségével, a 3.4c ábra alapján határozhatjuk meg:

$$2\varphi = \arctg \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} = \arctg \frac{2 \cdot 102,6}{295,6 - 156};$$

$$2\varphi = 55,77^\circ,$$

$$\text{és } \varphi = 27,88^\circ$$

A (3.4.e, ill. az *f* ábrákon) ábrázoltuk a főfeszültségi síkok helyzetét, és a főfeszültségeket.



3.5. ábra. Térbeli feszültségi állapot

A 3.5. ábrán látható ún. térbeli feszültségi állapot lehetséges legáltalánosabb esetet mutatja. Ebben az esetben az elemi kis kocka minden lapján ébred σ és τ feszültség (a τ feszültségekből minden lapon két-irányba mutató van a dualitás miatt, pl. $\tau_{xy} = \tau_{yx}$ vagy $\tau_{xz} = \tau_{zx}$ stb.).

A műszaki gyakorlat a térbeli feszültségi állapotot ritkán alkalmazza a tervezési feladatok megoldása során, ezért csak röviden ismeretjük a lényegét.

A külső terhelés hatására a térbeli feszültségi állapot a 3.5a ábrán látható feszültségösszetevőkkel jellemezhető, — ezek meghatározhatók a különböző igénybevételekből. Ezeknek x , y és z irányú erőegyensúlyi egyenletéből a legáltalánosabb esetben a következő harmadfokú egyenlet írható fel:

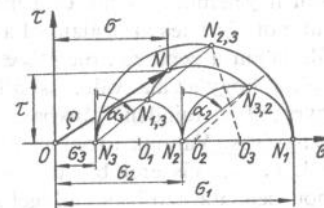
$$\sigma^3 - (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)\sigma^2 + (\sigma_x\sigma_y + \sigma_y\sigma_z + \sigma_z\sigma_x - \tau_{yz}^2 - \tau_{xz}^2 - \tau_{yx}^2)\sigma - (\sigma_x\sigma_y\sigma_z + 2\tau_{xy}\tau_{xz}\tau_{zy} - \sigma_x\tau_{yx}^2 - \sigma_y\tau_{zx}^2 - \sigma_z\tau_{xy}^2) = 0.$$

Ennek megoldása (a három gyöke) adja a három főfeszültséget. Ezek ismeretében ábrázolhatjuk térbelileg a feszültségi állapotot (3.5b ábra).

Mivel tetszőleges irányba (és tetszőleges pontban) szeretnénk megismerni a feszültségösszetevőket, ezért kijelöltünk az A pont közelébe rajzolt gömbnyolcadon egy N pontot. Az, hogy elegendő egy gömbnyolcadot vizsgálni az azért van, mert bizonyítható, hogy a főfeszültségi síkokhoz viszonyítva a térbeli feszültségmező szimmetrikusan helyezkedik el. A 3.5b ábrán megrajzoltuk az N ponton átmenő, a főkörökkel párhuzamos síkú ún. konstans köröket.

Ezek pontjaihoz tartozó irányok a főfeszültségi irányokkal állandó szögeket zárnak be (pl. α_2 és α_3 szögek). Minden kör két feszültségi főkört metsz (pl. N_{23} és N_{13}).

Az általános feszültségi állapotot a síkbeli σ és τ koordináta rendszerben is ábrázolhatjuk. Az N_1 , N_2 és N_3 pontok a σ tengelyen található (főfeszültségek tartoznak hozzájuk). A főfeszültségi körök egy gömbnyolcadba levő köreit az O_1 , O_2 , és O_3 középpontú félkörök az ún. főkörök adják meg (3.6. ábra). A főkörökkel párhuzamos síkú konstans köröket a σ , τ síkban a főkörökkel koncentrikus körök ábrázolják. Ezeket a következőképpen szerkeszthetjük meg: Legyen pl. az N ponton átmenő a III fősíkkal párhuzamos konstans kör. A kör átmegy az N_{23} és N_{13} pontokon; és e pontok képei az N_1 – N_3 -at, ill. az N_2 – N_3 -at tartalmazó főkörön vannak. Az N_{23} -at és az N_{13} -at megkapjuk, ha a konstans kör számának megfelelő N_i indexű (most N_3) pontba emelt függőlegestől az azt jellemző α_i konstans szög-
gel (most α_3) hajló egyenest rajzolunk. Ez a konstans kör indexével nem egyező indexű félkörön kimetszi az ábrázolt körív két végpontját (N_{13} és N_{23} pontok). Mivel ennek a körnek a képe koncentrikus kör lesz a vele párhuzamos főkör képével, így a középpontjuk közös (most O_3).



3.6. ábra. A térbeli feszültségi állapotot jellemző főfeszültségi körök ábrázolása

Hasonló módon szerkeszthetjük meg az N_{23} képet is. Ennek a konstans körnek a középpontja megegyezik az O_2 -vel. A megszerkesztett konstans körök (a koncentrikus körök) képeinek a metszéspontja egyértelműen meghatározza az N pont képét és helyzetét. Az ehhez a ponthoz tartozó σ_N és τ_N feszültség összetevők meghatározzák a ρ feszültségvektort úgy a σ ; τ síkban, mind a térben.

Az előzőekben közölt eljárás a Mohr-féle feszültségábrázolásnak legáltalánosabb esete.

Az igénybevételek hatására a test (az alkatrész) megváltoztatja az alakját. Egy test (alkatrész) alakváltozásáról akkor beszélünk, ha a test

pontjainak egymáshoz viszonyított kölcsönös helyzete megváltozik. Rugalmas test esetén a következő alakváltozásokkal kell számolnunk:

– a vizsgált elemi hasáb oldaléleinek a hossza megváltozik; megnyúlik vagy megrövidül (7.1. és 7.2. ábra);

– a vizsgált elemi hasáb egymásra merőleges oldaléleinek szögei megváltoznak (9.2. és 10.1. ábra).

Az alakváltozásokat egyirányú, síkbeli és térbeli állapotoknak megfelelően osztályozzuk. A különböző alakváltozási állapotokat is lehet a Mohr-féle ábrázolási módszerrel vizsgálni. Ilyenkor összhangban a feszültségi állapot koordináta rendszerével (σ és τ koordináták), a fajlagos hosszváltozás ε és a fajlagos szögelfordulás γ , koordinátákat.

Az ábrázolásnál a feszültségi állapotnál megismert összefüggéseket és levont következtetéseket felhasználhatjuk természetesen az alakváltozásokra (ε ; γ) vonatkoztatva.

A továbbiakban a különböző igénybevételek alakváltoztató hatásait figyelembe vesszük és a méretezéskor kiszámítjuk, az alakváltozási állapot részletes vizsgálatától azonban eltekintünk. Megjegyezzük, hogy általában a gépészeti méretezés nagyon kevés eseténél fordul elő olyan igény, hogy az alakváltozási állapot ismerete (tehát a vizsgált pont környezetében minden irányba meghatározható alakváltozások ismerete) szükséges. Vannak azonban olyan igényű szerkezetek és berendezések (pl. a mérőműszerek bizonyos típusai), amelyeknél az alakváltozási állapot meghatározó jelentőséggel rendelkezik.

Az igénybevétel okozta feszültségi állapot összehasonlító feszültségének meghatározása.

A külső terhelések hatására az alkatrészek keresztmetszeteiben egyidejűleg σ és τ feszültségek ébredhetnek. Ezekből az előzőek módszerével meghatározhatjuk a három főfeszültséget ($\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$). A három főfeszültségből egyetlen ún. ideális vagy redukált feszültséget állapítunk meg, amely alkalmas arra, hogy összehasonlítsuk a szerkezet anyagára megengedett feszültséggel.

Ez a módszer lehetővé teszi, hogy különböző feszültségi állapotok összehasonlíthatók legyenek.

Általában: két különböző feszültségi állapot az anyag törése, szakadása vagy esetleg folyása szempontjából akkor egyenértékű, ha a két állapotra meghatározott redukált feszültségek egyenlők.

A különböző feszültségi állapotok összehasonlító, redukált feszültségének meghatározására a jelenlegi műszaki gyakorlat két feszültség-elméletet fogad el.

A feszültségelméletek alapján meghatározott redukált feszültség segítségével a legbonyolultabb több irányú feszültségállapotot is összehasonlíthatjuk a legegyszerűbb feszültségállapottal, a húzással vagy a nyomással. Ennek gyakorlati hasznosságát a 4. fejezetben részletesen értékeljük.

A leggyakrabban alkalmazott feszültségelmélet a Mohr által javasolt. A Mohr-féle körökkel szemléletesen ábrázolható feszültségállapotok ideális, redukált feszültsége a legnagyobb és a legkisebb főfeszültségek különbségével fejezhető ki:

$$\sigma_{red} = \sigma_1 - \sigma_3.$$

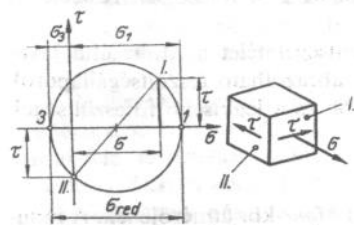
A σ_{red} értéke megfelel a legnagyobb Mohr-kör átmérőjének. A redukált feszültség kifejezésében a σ_2 középső főfeszültség értéke nem szerepel, ennek befolyását a Mohr elmélet elhanyagolja. A kísérletek szerint van ugyan befolyása a σ_2 főfeszültségnek, de nem olyan mértékű, így az egyszerűség kedvéért és a szemléletes ábrázolás végett elhanyagolható.

3.1. táblázat

Az igénybevételek jellege alapján történő osztályozás

Összefoglalás	Igénybevétel jellege	Ébredő-feszültségek	A méretezés alapelve
Egyszerű igénybevételek	1. Húzás-nyomás (kihajlás) 2. Hajlítás	σ	$\sigma_{max} \leq \sigma_{meg}$
	3. Nyírás 4. Csavarás	τ	$\tau_{max} \leq \tau_{meg}$
Egyirányú összetett igénybevételek	1. Húzás + hajlítás 2. Nyomás + hajlítás 3. Ferde hajlítás 4. Általános hajlítás (ferde hajlítás húzással vagy nyomással)	csak σ	$\sigma_{max} \leq \sigma_{meg}$
	5. Nyírás + csavarás	csak τ	$\tau_{max} \leq \tau_{meg}$
Többirányú összetett igénybevételek	1. Húzás-(nyomás) + csavarás 2. Húzás-(nyomás) + nyírás 3. Hajlítás + csavarás 4. Hajlítás + nyírás	σ is és τ is	$\sigma_{red} \leq \sigma_{meg}$

A 3.1. táblázat összefoglalja a Mohr-féle feszültségelmélet használata esetén a méretezés alapelvét. A többirányú összetett igénybevételek síkbeli feszültségi állapotot idéznek elő, általában az előzőekben tárgyalt



3.7. ábra. A gyakorlatban gyakran előforduló síkbeli feszültségi állapot esete

(a kifejezésben σ a legnagyobb normális, τ a legnagyobb csúszatófeszültség értéke, a σ_1 és σ_3 a másodfokú egyenlet gyökei.

Rideg anyagok esetén a redukált feszültséget a $\sigma_{red} = \sigma_1 - \kappa \sigma_3$ kifejezés adja meg.

A κ a szerkezeti anyag húzószilárdságának és törőszilárdságának hányadosa: $\kappa = \frac{\sigma_B}{\sigma_t}$.

Öntöttvas alkalmazása esetén a redukált feszültség:

$$\sigma_{red} = \frac{3}{8}\sigma + \frac{5}{8}\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}.$$

A képletet $\kappa = 0,25$ értékű tetszőleges szerkezeti anyag esetén is alkalmazhatjuk.

Az alakváltoztató munka elmélete (Huber—Mises—Hencky) a redukált feszültség meghatározásánál a középső főfeszültséget (σ_2) is figyelembe veszi. A legáltalánosabb esetben:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}.$$

Síkbeli feszültségi állapot esetére ($\sigma_3 = 0$):

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2}.$$

A 3.7. ábrán bemutatott többirányú összetett igénybevételek esetén a redukált feszültség:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}.$$

Megjegyezzük, hogy a húzott és csavart, ill. a hajlított és csavart rudaknál a kísérletek jól egyező eredményt adnak az elméleti kifejezésekkel számított értékekkel.

4. Összefüggés az igénybevétel okozta feszültség és az alakváltozás között

Már az előzőekben említettük:

a szilárdságtan feladata, hogy olyan méretező összefüggéseket állapítson meg, amelyek egyrészt a külső terhelések és a hatásukra ébredő belső erők, másrészt a külső terhelés és az igénybe vett alkatrész alakváltozása között értelmezhetők. Ennek a feladatnak a kielégítését megelőzi a szerkezeti anyag mechanikai, vegyi és korróziós vizsgálata. A mechanikai vizsgálat csoportjába tartoznak:

- a szilárdsági vizsgálatok,
- a technológiai anyagvizsgálatok,
- a belső szerkezeti vizsgálatok,
- a hibakereső vizsgálatok.

Számunkra jelenleg a leglényegesebbek a 4.1. táblázatban összefoglalóan feltüntetett szilárdsági vizsgálatok. A szakítóvizsgálat — amely az egyik legfontosabb vizsgálati eljárás — bemutatását olyan részletességgel tárgyaljuk, hogy a megállapításaink alapján a méretezéshez szükséges alapfogalmakat és jellemzőket helyesen tudjuk majd a továbbiakban felhasználni. Az alapvetően fontos fogalmakat és jelöléseket az MSZ 105/1–72 alapján a 4.2. táblázat tartalmazza. Megjegyezzük, hogy a jelenlegi műszaki gyakorlatban előforduló jelöléseket és mértékegységeket használjuk a továbbiakban.

A teljes szakítóvizsgálat mérései:

- a 3 mm-nél vékonyabb huzalok teljes szakítóvizsgálatát az MSZ 105/18 lap,
- a 0,5...3 mm vastagságú finomlemezek és szalagok teljes szakítóvizsgálatát az MSZ 105/18 lap,
- a 3 mm-nél nagyobb vastagságú, ill. átmérőjű acél és fémpróbatestek teljes szakítóvizsgálatát az MSZ 105/1. lap tartalmazza.

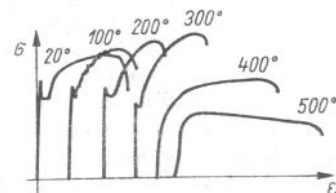
Acélok és fémek szakítóvizsgálatát hűtött állapotban (0...196 °C közötti hőmérsékleten) az MSZ 105/26. lap rögzíti.

4.1. táblázat

A szilárdsági vizsgálatok csoportosítása (MSZ—105)

Sorszám	A vizsgálat neve	A szabvány száma
1.	Szakítóvizsgálat	105/1. 105/5. 105/26.
2.	Tartósfolyáshatár vizsgálat	105/2.
3.	Nyomóvizsgálat	105/4.
4.	Csavaróvizsgálat	105/6.
5.	Nyíróvizsgálat	105/7.
6.	Keménységmérés	105/9. 105/10. 105/11. 105/12.
7.	Fárasztóvizsgálat	105/14. 105/19. 105/20. 105/21. 105/22.
8.	Bemetszett próbatestek ütve-hajlító vizsgálata	105/16. 105/17. 105/25.
9.	Öregedési vizsgálat	105/15.

A növekvő hőmérséklet függvényében +20...és 500 °C közötti hőmérséklettartományban a 4.1. ábra ugyanazon anyag szakítódiagramjának változását.

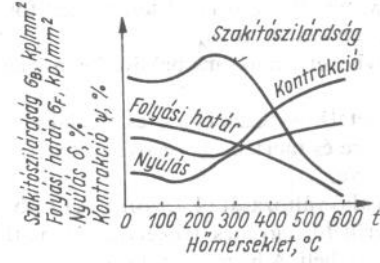


4.1. ábra. Szakítódiagram változása +20 és 500 °C közötti hőmérséklettartományban

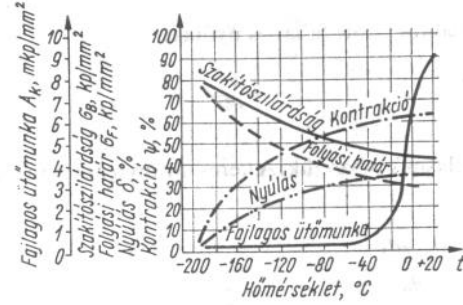
Jel	Régi jel	Mértékegység	Fogalmak	Jel	Régi jel	Mértékegység	Fogalmak
A	ε	%	Fajlagos nyúlás $\varepsilon = \frac{L_1 - L_0}{L_0} \cdot 100$	R_p	$\sigma_{0,2}$	N/mm ² (kp/mm ²)	Terhelt állapotban mért egyezményes folyáshatár (előírt nagyságú, pl. 0,2% nem arányos nyúlásnál)
Z	δ	%	Szakadási nyúlás $\varepsilon_B = \frac{L_u - L_0}{L_0} \cdot 100$	$R_{p0,2}$			Névtelen folyáshatár (előírt nagyságú, pl. 0,5% teljes nyúlásnál)
	ψ	%	Keresztirányú összehúzódás	R_t			Terheletlen állapotban mért egyezményes folyáshatár (előírt nagyságú, pl. 0,2% maradónyúlásnál)
	ε_K		$\varepsilon_K = \frac{\sqrt{A_0} - \sqrt{A_1}}{\sqrt{A_0}} = \frac{d_0 - d_1}{d_0} \cdot 100$	$R_{0,5}$			
			Kontrakció (befűződés)	R_t			
			$\psi = \frac{\sqrt{A_0} - \sqrt{A_u}}{\sqrt{A_0}} = \frac{d_0 - d_u}{d_0} \cdot 100$	$R_{0,2}$			
R_{eH}	σ_F	N/mm ² (kp/mm ²)	Felső folyáshatár	R_m			
R_{eL}		N/mm ² (kp/mm ²)	Alsó folyáshatár				

Acélszerkezeti anyagok szilárdsági jellemzőinek a hőmérséklet függvényében való változásai láthatók a 4.2. és a 4.3. ábrán.

A 20 °C-nál nagyobb hőmérsékleten a szerkezeti acélok szilárdsága a hőmérséklet növekedésével eleinte csökken, majd a szívósság egyidejű csökkenésével nő.



4.2. ábra. Szilárdsági jellemzők változása +20 és 500 °C közötti hőmérséklettartományban



4.3. ábra. Szilárdsági jellemzők változása +20 és -200 °C közötti hőmérséklettartományban

A 200...300 °C körüli hőmérsékleten ugyan nagy a szilárdságuk, kis nyúlásértékük miatt azonban ridegek, könnyen törnek. A hőmérséklet további növekedésekor a szilárdsági értékek erősen csökkennek, de megnő az anyag szívóssága.

20 °C-nál kisebb hőmérsékleteken a szerkezeti acélok mechanikai tulajdonságai — statikus igénybevételek esetén — kb. -40 °C-ig alig változnak. Dinamikus hatásokkal szembeni ellenállóképességük azonban rohamosan csökken.

A rendszeresen nagy hőmérsékleten üzemelő szerkezeteknél és alkatrészeknél szükséges megadni az ún. tartós folyáshatár értéket:

Tartós folyáshatárnak (σ_T) nevezzük azt az állandó hőmérséklethez és állandó terheléshez tartozó feszültség-határt, amelynél a meginduló nyúlás idővel még véget ér ugyan, de amelynél nagyobb feszültség a nyúlást már állandósítaná és végül szakadást okozna.

Acéloknek és fémeknek max. 600 °C hőmérsékleten végzett folyáshatár vizsgálatát az MSZ 105/2. lap szabályozza.

A továbbiakban a húzóigénybevétel hatására bekövetkező jelenségeket vizsgáljuk:

A terhelésből adódó igénybevétel következtében a testek alakja megváltozik. Az alakváltozás milyensége és mértéke az igénybevételén kívül a terhelt test anyagának is függvénye.

Vizsgáljuk meg a húzott rúd alakváltozását (4.4. ábra). Az L_0 hosszúságú és A_0 keresztmetszeti területű, egyenes tengelyű, prizmatikus próbapálcát a két végén F húzóerő terheli. A húzóerő hatására megnyúlik L_1 hosszúságúra, egyben a keresztmetszet területe lecsökken A_1 -re, tehát

$$L_1 > L_0, \text{ és } A_1 < A_0.$$

A hosszegységre vonatkoztatott fajlagos nyúlás:

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L_0} = \frac{L_1 - L_0}{L_0},$$

ahol a ΔL értéket megnyúlásnak nevezzük. A keresztirányú összehúzódás fajlagos értéke:

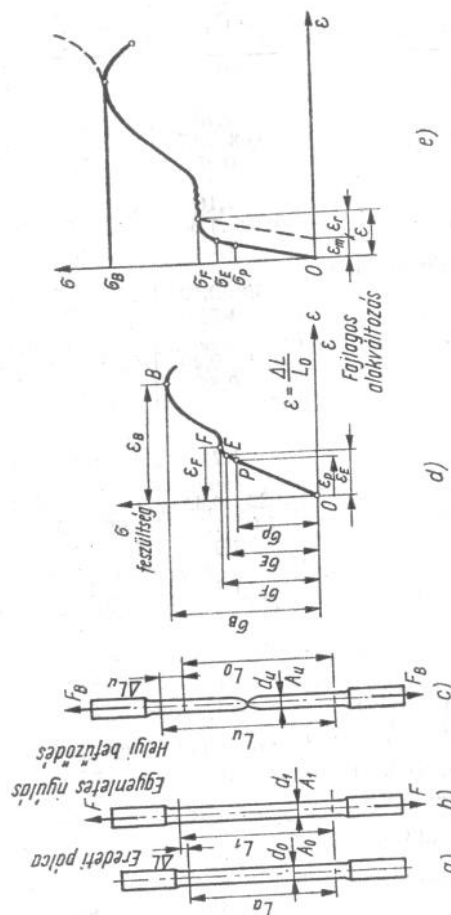
$$\varepsilon_k = \frac{\sqrt{A_0} - \sqrt{A_1}}{\sqrt{A_0}} = \frac{d_0 - d_1}{d_0}.$$

A fajlagos értéket mindig a kezdeti (L_0 , A_0) méretekhez viszonyítva szokás megadni. A kétirányú fajlagos alakváltozás hányadosa bizonyos terhelési határon belül állandó értékű. Az

$$\frac{|\varepsilon|}{|\varepsilon_k|} = m = \frac{1}{\mu} = \text{const.},$$

ahol a μ a Poisson-féle tényező. Néhány anyagra vonatkozó értéke a 4.3. táblázatban megtalálható.

Megjegyezzük, hogy a próbapálcá (általában az alkatrész) anyagának jelentős szerepe van a terhelésre bekövetkező alakváltozás kialakulá-



4.4. ábra. Húzott rúd alakváltozása és az ébredő feszültség vizsgálata

4.3. táblázat

Néhány anyag E , rugalmassági modulusa, G , csúsztatási modulusa és μ , Poisson-száma

Anyag	E , 10 ⁶ kp/cm ²	G , 10 ⁵ kp/cm ²	μ
Alumíniumötvözetek			
színalumínium	0,70	2,7	0,30
Al-Si-Mg ötvözet	0,68...0,72	2,6...2,8	0,34
duralumínium	0,72	2,8	0,30
Bronz	1,16	4,3	0,35
Horganyötvözetek	1,10...1,30	4,5...5,0	0,26...0,28
Konstantán	1,70	6,2	0,33
Magnézium-alumínium ötvözetek	0,40...0,50	1,5...1,7	0,30
Manganin	1,25	4,7	0,33
Nikkel (hengerekt)	2,03	7,9	0,30
Ólom	0,15...0,20	0,55...0,65	0,45
Ón	0,55	1,8	0,33
Rézötvözetek			
sárgaréz (Sr 58)	1,25	4,6	0,37
vörösotvözetek (Vöt 3-Vöt 9)	0,82...0,83	3,0	0,35...0,36
kemény, húzott réz	1,0...1,3	3,9...4,8	0,35
elektrolitréz	1,2	4,5	0,34
Újvezüst	1,15	4,3	0,34
Úveg	0,5...0,8	2,0...3,0	0,20...0,30
Vasötvözetek			
színvas	2,1	8,0	0,30
szürkevasöntvény (Öv 12)	0,75	3,0	0,24
szürkeöntvény (Öv 22)	1,7	6,8	0,25
acélöntvény	2,0...2,15	8,0...8,5	0,30
C-, Cr-, Si-, Mn-acélok	2,1	8,0	0,30...0,31
nikkelacél (5%-nál kisebb Ni-tartalommal)	2,03...2,05	7,8...7,9	0,31
nikkelacél (25%-nál kisebb Ni-tartalommal)	1,82	7,0	0,30
nikkelacél (36%-nál kisebb Ni-tartalommal)	1,56	6,0	0,30
Bőrszj			
új szj	0,00125	—	—
használt szj	0,00225	—	—

sában. Ez természetesen vonatkozik a τ feszültségek alakváltoztató hatására is.

Az anyag szerepét érzékletesen mutatja a húzóterhelés változtatásával felvehető ún. szakítódiagram. Természetes — és ezt többször hangsúlyozzuk —, hogy az anyagon belüli feszültségek alakulása nem választható el az alakváltozás alakulásától. A belső feszültségekről a szerkezeti anyag jellemzőiről és az alakváltozás tulajdonságairól pontos képet nyerünk a szakítódiagram alapján:

A diagramon több jellegzetes, egymástól különböző szakasz különböztethető meg, ezeket a következőkben ismertetjük.

Arányos szakasz ($\sigma < \sigma_p$). A nyúlás és a feszültség között az összefüggés lineáris, vagyis a görbe kezdeti szakasza egyenes.

A lineáris összefüggés a

$$\sigma = Ee$$

egyenlettel írható fel, amit Hooke-törvénynek nevezünk. Ez a szilárdságtan egyik alaptétele. Hasonló összefüggés írható fel a τ feszültségek és a keletkező alakváltozások között (9.2. ábra).

A τ feszültségekre vonatkozó Hooke-törvény:

$$\tau = G\gamma.$$

Az E a rugalmassági tényező (modulus), mértékegysége azonos a feszültség mértékegységével, értékei (a 4.3. táblázatban található) elsősorban az anyagminőségtől függenek. Megjegyezzük, hogy Hooke csak az erő és megnyúlás arányosságát állapította meg. Az E rugalmassági modulusot Young angol orvos vezette be, ezért szokás Young-modulusnak is nevezni.

A csúsztató feszültségekre vonatkozó Hooke-törvényben G a csúsztató rugalmassági tényező, és γ a fajlagos szögelfordulás, amelynek nagysága arányos a τ feszültségek értékével. A szerkezeti anyagra jellemző E és G tényezők között a Poisson-tényezővel kifejezhető — elméletileg levezethető, és kísérlettel igazolt — összefüggés van:

$$G = \frac{m}{2(m+1)} E = \frac{1}{2(1+\mu)} E.$$

A 4.3. táblázat tájékoztató jelleggel tartalmazza a különböző anyagok E , G és μ értékeit. Mivel a külső üzemi hatások közül a hőmérséklet befolyása nagyon jelentős (láttuk a 4.2. ábrán), ezért a 4.4. táblázat néhány fémanyag, és a 4.5. táblázat pedig a természetes és a műgumik rugalmassági modulusának a hőmérséklet függvényében való változását adja meg.

4.4. táblázat

Néhány anyag rugalmassági modulusának változása a hőmérséklet függvényében

Anyag	$E, 10^6 \text{ kp/cm}^2$					
	20 °C	200 °C	300 °C	400 °C	500 °C	600 °C
Szénacélok						
0,1...0,4% C	2,1	2,0	1,85	1,7	1,4	—
0,5...0,6% C	2,1	1,85	1,7	1,4	1,1	—
Króm-molibdénacél	2,1	2,05	2,0	1,9	1,7	1,5
Acélöntvény	2,1	2,0	1,85	1,75	1,65	1,55
Austenites acél	1,93	1,8	1,66	1,6	1,51	1,4
Színaluminium	0,68	0,62	0,47	—	—	—
Dúruminium	0,72	0,64	0,55	—	—	—

Visszatérve a szakítódiagram vizsgálatára; az arányos szakaszon belül a terhelés megszűnése után a próbatest (alkatrész) visszanyeri eredeti alakját, maradó alakváltozás nincs ($\epsilon_m = 0$). Az arányos szakaszban a Hooke-törvény felhasználásával az F erő ismeretében a várható megnyúlás értéke kifejezhető:

$$\Delta l = \frac{FL_0}{A_0 E}$$

Rugalmas szakasz ($\sigma < \sigma_E$), az arányos szakaszt is magába foglalja. Bár az összefüggés $\sigma > \sigma_P$ esetében már nem lineáris, de maradó alakváltozás nincs.

Képlékeny szakasz ($\sigma_E < \sigma < \sigma_F$). A terhelés megszűnése után a próbatest nem nyeri vissza eredeti alakját. Az alakváltozás két részből tevődik össze, van rugalmas és maradó alakváltozás, tehát

$$\epsilon = \epsilon_r + \epsilon_m$$

A terhelés megszűnése után bekövetkező ϵ_r csökkenés a szaggatott vonal mentén látható (4.4e ábra)

A folyási szakasz ($\sigma = \sigma_F$). Az anyag szinte megfolyik, a terhelés növelése nélkül igen nagy maradó alakváltozás keletkezik. Az olyan tartószerkezet, amely teljes keresztmetszetében megfolyik, gyakorlatilag tönkrementnek tekinthető (lásd 17. fejezet).

Az újraszilárdulás szakasza ($\sigma_F < \sigma < \sigma_B$). A folyási szakaszban létrejövő nagy alakváltozás után a próbatest újra nagy erőt képes felvenni.

4.5. táblázat

A természetes és műgumik rugalmassági modulusának, E változása a hőmérséklet függvényében

Érvényes: 20% összenyomódásig

Keményység Shore-fok	Hőmérséklet, °C	Lágygumi, kp/cm^2	Neoprén, kp/cm^2	Buna S, kp/cm^2	Buna N, kp/cm^2
40	70	28,2	33,1	25,4	14,9
	20	28,5	33,3	29,2	19,0
	-17	28,9	33,8	57,0	148,0
50	80	38,0	48,6	33,8	24,1
	20	44,7	49,3	43,6	35,2
	-17	48,6	63,4	62,0	229,0
60	70	69,7	63,4	46,5	32,4
	20	73,9	64,5	56,4	48,2
	-17	88,0	66,2	95,0	303,0
40	70	28,2	33,1	25,4	14,9
	20	28,5	33,4	29,2	19,0
	-17	28,9	33,8	57,0	148,0
50	70	38,0	48,6	33,8	24,1
	20	44,7	49,3	43,6	35,2
	-17	48,6	63,4	62,0	229,0
60	70	69,7	63,4	46,5	32,4
	20	73,9	64,5	56,4	48,2
	-17	88,0	66,2	95,0	303,0

Teljes tönkremenetel ($\sigma \equiv \sigma_B$).

A σ_B (R_m) szakítószilárdság elérése után a teljes nyúlás a rúd egy rövid szakaszára korlátozódik. Ezen a helyen a keresztmetszet hirtelen csökken, a rúd elvékonyodik, befűződik (kontrakció), majd elszakad. A feszültség értéke a σ_B elérése után látszólag csökken, de ez már nem valódi érték, hiszen itt

$$\sigma = \frac{F}{A_c}, \quad \text{ahol } A_c \ll A_0.$$

A befűződés mértékét a

$$\psi = \frac{\sqrt{A_0} - \sqrt{A_u}}{\sqrt{A_0}} = \frac{d_0 - d_u}{d_0}$$

tényezővel lehet figyelembe venni.

A nyomóigénybevétel $\sigma - \varepsilon$ diagramja teljesen azonos, de a σ_B elérése után a feszültség növekszik (a 4.4e ábrán pontozva). Ez a feszültség azonban csak látszólagos, mert az anyag már elroncsolódott, töredezett, de a részecskék még külön-külön nagy nyomófeszültséget tudnak felvenni.

Az ε és Δl értékek nyomáskor negatív előjellel utalnak a húzással ellentétes alakváltozásra.

A szilárdsági vizsgálatok között gyakori eljárás az alkatrészek keménységének meghatározása.

A keménységmérésnek többféle módszere van. A legismertebbek:

Brinell-szerinti keménységmérés (HB),

Vickers-szerinti keménységmérés (HV),

Rockwell-szerinti keménységmérés (HRC, HRA, HRB).

Nálunk leginkább a Brinell-eljárást alkalmazzák. Külföldi dokumentációkban azonban gyakran — néha hazánkban is — találkozunk a Vicker- és Rockwell-eljárás szerint megadott keménységértékekkel. A különböző eljárások vizsgálati elveit, a vonatkozó fogalmakat és jelöléseket, a vizsgálati darabokat, a vizsgálatok módját és feltételeit szabványok szabályozzák. Gyakran nemcsak a különböző eljárásokat kell ismerni, hanem szükség van az így kapott értékek egymással való összehasonlítására is.

Megemlítjük, hogy a keménység és a szakítószilárdság között ugyanazon szerkezeti anyag esetén számszerűen kifejezhető kapcsolat van. Például a szerkezeti acéloknál:

$$\sigma_B = 0,37 \text{ HB}$$

5. Szerkezeti anyagok

Alapfogalmak. A gépek tervezésénél — és így természetesen az alkatrészeinek, elemeinek méretezésénél is — az anyagmegválasztás lényeges következményekkel jár együtt. Az anyag befolyásolja a tervezett gép alkatrészeinek nagyságát, súlyát, alaki szerkezeti kialakítását, megmunkálásának lehetőségeit, a gazdaságos előállítását, a megkívánt élettartamot, és minden olyan jellemzőt amelyik a gép, és alkatrészeinek előállításával, működésével kapcsolatban van.

Ahhoz hogy a tervezési feladat megoldása sikeres legyen ismerni kell:

1. A szakterületen (gépész, villamos stb.) használatos legfontosabb anyagokat, és azok általános tulajdonságait, mint például a szilárdsági jellemzőket, az alakíthatósági, a megmunkálási és hőkezelési lehetőségeket, az adott hőmérsékleti, a korróziós, a dinamikus hatások és más, a körülmények okozta üzemi környezetben való viselkedését.

2. A felhasználásra kerülő szerkezeti anyaggal kapcsolatos gyakorlati tapasztalatokat. Önmagában nincs jó vagy rossz anyag; a „legjobb anyag” is lehet rossz, ha helytelenül — nem a megfelelő helyen — alkalmazzák.

3. Az anyagok egyértelmű — szabványos — megnevezését az alapanyagok és félkésztermékek választékait minőségben, méretben és árban.

Az előzőek aláhúzzák az anyagválasztással járó felelősséget, és kiemelik annak lényeges vonásait. Az anyagok általános tulajdonságainak vizsgálatával és meghatározásával az anyagszerkezettan foglalkozik, a felhasználásukkal és alkalmazhatóságukkal a mechanika, ill. a gép-elemek. Ezért feltétlenül szükséges, hogy ezeken a területeken elért eredményeket, és igényeket kölcsönösen figyelembe vegyük, és közöttük összhangot teremtsünk.

A mechanika és a gépelemek számára a méretezés egyértelmű meghatározása miatt, az anyag olyan tulajdonságai fontosak, amelyeknek elvitathatatlan kapcsolata van az anyag belső szerkezetével.

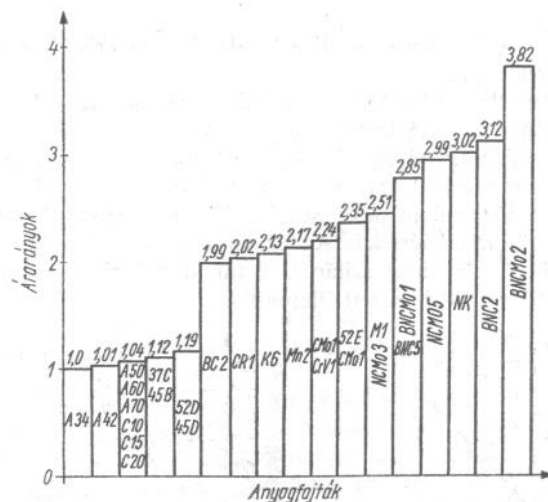
A szerkezeti anyagok főbb tulajdonságai: a σ_B (R_m) szakítószilárdság, a σ_F (R_{eH}) folyáshatár, a δ_5 vagy δ_{10} (A_5 vagy A_{10}) nyúlóképesség %-ban (teljes nyúlás), a felületi keménységre jellemző HB ún. Brinell (esetleg VC Vickers vagy HRC Rockwell) keménység. A szívósságra gyakran adjuk meg jellemzőként a fajlagos ütőmunkát A_k (KCU mkp/cm²), és nagyon lényegesek a kifáradási határ, ill. a kifáradási jellemzők segítségével szerkesztett biztonsági területek. A zárójelben levő betűjelzések megfelelnek az új nemzetközi jelöléseknek. A kifáradási jellemzőket a későbbiek során részletesen elemezzük (lásd 13. fejezet).

Az alkatrészek leggyakrabban alkalmazott szerkezeti anyagai a vasfémek (ezen belül ötvények, szénacélok, ötvözött acélok, különleges igényeket kielégítő acélfajták), ezenkívül a nem vasfémek (színesfémek) és újabban a műanyagok.

Különleges kiegészítő feladatokat gumi, bőr, fa, azbeszt és más anyagú elemek beépítésével oldunk meg. Nem közvetlen szerkezeti anyagként szerepel, de nagyon lényeges szerepe van a súrlódást csökkentő — és egyben hűtőhatású — kenőanyagoknak. Ezek jellemzőinek ismertetését azokban a fejezetekben mutatjuk be, ahol az alkalmazásuk széles körben elterjedt (pl. rugalmas tengelykapcsoló, fékek, siklócsapágyazás).

Gyakran előfordul hogy összetett gépelemek esetén a gépelemek egészére adunk meg egyetlen jellemzőt. Ilyen például a gördülőcsapágyak alapterhelése vagy a láncok szakító ereje, vagy valamely anyagpárosítás megengedhető felületi terhelése. Ilyenkor az általános anyagjellemzők meghatározása nem szükséges, és ezek esetleges ismerete nem pótolja a gépelem egészére vonatkozó egyértelmű jellemzőt. Megemlítjük, hogy az ilyen géprészek és összetett gépelemek egészére vonatkozó jellemzők megbízhatóságának vizsgálata hasonló kérdéseket ébreszt, mint amilyeneket a 18. fejezetben említettünk.

A szerkezeti anyag kiválasztásakor figyelembe kell venni a valóságos anyagárakat is. Helytelen anyagválasztás következménye lehet — többek között — az alkatrész gyártási költségeinek indokolatlan megnövekedése. Az 5.1. ábrán egy diagramot közöltünk, amelyen különböző acélfajták anyagárainak az A 34 jelű hengerelt köracél árához viszonyított arányát tünteti fel. A diagram az 1976. január 1-én érvényes anyagárak felhasználásával készült és alkalmas arra, hogy az anyagválasztás költségkihatásának helyes érzékelését elősegítsük. Természetesen a gazdaságosság kérdését és a költségkihatást megelőzi az előzőekben már részletesen ismertetett alapvető kiválasztási szempontok értékelése. A leghelyesebb összefüggéseiben és egymásra hatásában vizsgálni a különböző anyagválasztási lehetőségeket, ezek anyagjellemzőit és a gazdaságosság kérdését.



5.1. ábra. Anyagárarányok

Szerkezeti anyagok kiválasztása. A technikai fejlődés szükségszerűen megkívánta, hogy az azonos célokat szolgáló szerkezeti elemek, alkatrészek és egységek az alak, a méretbeli, az anyagi és vizsgálati meghatározottságban szabványosak legyenek. Ennek a törekvésnek a megvalósítása alapvetően támaszkodik a szabványos szerkezeti anyagok választékára.

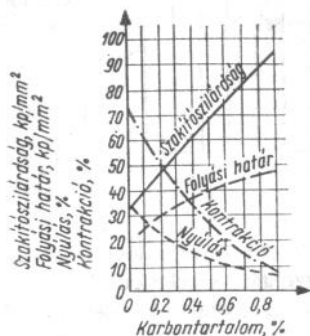
A továbbiakban általános megjegyzések segítségével közöljük a legfontosabb szerkezeti anyagok főbb tulajdonságait, jellemzőit és a felhasználási területre vonatkozó — természetesen csak ajánlás formájában megadott — kiválasztási lehetőségeket.

A gépészet területén felhasznált szerkezeti anyagok között előkelő helyet foglalnak el a különböző *acélfajták*. Az acélananyagok tulajdonságait nagymértékben befolyásolják az ötvözők. Ezek hatásait a továbbiakban adott esetben értékeljük. Jelenleg a szénttartalomnak az acél tulajdonságára gyakorolt hatását vizsgáljuk.

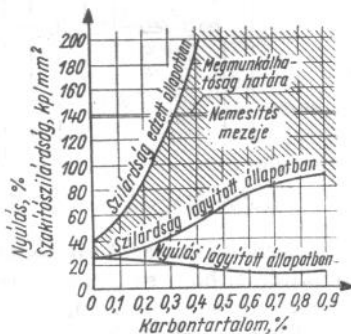
Hőkezeléskor, hegesztéskor az acél szemcseszerkezete a C-tartalom növekedésével durvul. A C-tartalom növekedésével csökken a villamos vezetőképesség, nő a wattvesztesség és a hisztérezis. Ötvözetlen acélok rozsdaiállóságát a C-tartalom gyakorlatilag nem befolyásolja. A hegeszthetőséget a C-tartalom erősen befolyásolja. A 0,22...0,25% C-tartalom feletti ötvözetlen acélok ömlesztéssel előlemezítés nélkül csak kivételes esetekben hegeszthetők.

Hegesztéskor a C-tartalom növeli a beedződést és kristályosodási repedéseket a varratban.

Hengerelt állapotban 0,1% C-tartalom mintegy 9 kp/mm²-rel növeli a szakítószilárdságot és 4...5 kp/mm²-rel a folyáshatárt. A nyúlás 10 kp/mm² szakítószilárdság növekedésenként először 5 egységgel, majd — C-tartalom növekedésével arányosan csökkenve — mintegy 2,5 egységgel csökken. A C-tartalom növelésével csökken a mélyhúzhatóság, a kontrakció és az ütőmunkaérték is. Az 5.2. ábrán a C-tartalom befolyását mutatja az ötvöztelen acél szilárdsági tulajdonságaira hengerelt, az 5.3. ábra pedig lágyított és edzett állapotban.



5.2. ábra. A szénttartalom befolyása az ötvöztelen hengerelt acélanyagok szilárdsági tulajdonságaira



5.3. ábra. Lágyított és edzett állapotú acélanyagok szilárdsági jellemzői a szénttartalom függvényében

Általános rendeltetésű ötvöztelen szerkezeti acél (MSZ 500—74).

A szabvány A és B csoportot tartalmaz. Az A csoport anyagainál a mechanikai tulajdonságokat szavatolja (a kémiai összetevők maximálva vannak). A B csoport anyagainál csak a vegyi-kémiai összetétel szavatolt, a mechanikai tulajdonság nem.

Az A és B csoport jel után álló szám a minimális szakítószilárdságot adja meg. A számjegy után álló betűjelölések vagy az acél gyártására utalnak, vagy az anyagjellemzők szavatolását jelentik.

A kiegészítő betűjelek értelmezése:

X csillapítatlan acél

Y félig csillapított acél

B csillapított acél

Ü csillapított acél, szavatolt ütőmunkával.

Megjegyezzük, hogy az Ū kiegészítőjel a B csoportban nincsen értelmezve.

Termokémiai eljárással kezelt acélfajták.

A termokémiai kezelés eredményeképpen az alkatrész felületének kopásállósága, az ismétlődő igénybevételekkel szembeni ellenállása, korrózióállósága és hőállósága jelentősen fokozható. Alapelve, hogy az alkatrész felületébe valamilyen ötvöző elemet diffundáltatunk, amely hatására a szövetszerkezeti jellemzők és ennek következményeként a mechanikai tulajdonságok megváltoznak a felület alatti rétegekben. Ennek a rétegnek a vastagsága függ; az ötvöző elemet tartalmazó közeg aktivitásától és koncentrációjától, a kezelés idejétől, hőmérsékletétől és a diffúzió sebességétől.

A felületbe diffundáló ötvöző elemek szerint megkülönböztetünk cementálást (C), nitridálást (N), cianidálást (C és N) és fémekkel való kergesítést (Al, Cr, Si, B). Az ilyen termokémiai kezelések további előnyei, hogy tetszőleges alakú alkatrészen elvégezhető, és az eljárással létrehozott kéreg és mag tulajdonságai igen lényegesen eltérhetnek egymástól.

Kis méretű és viszonylag kis szilárdsági igénybevételű, de jó kopásálló gépalkatrészek; csapok, csuklók, fogaskerek készíthetők kis széntartalmú (0,1...0,15 C%) ötvöztelen acélokból. A K jelölés különleges minőséget jelent, mert a szennyezők mennyisége — a kén, és a foszfor — szigorúbban megkötött.

Közepes méretű és igénybevételű alkatrészekhez, perselyekhez, csapszegekhez, fogaskerekhez, büttyköstengelyekhez stb. króm ötvöztetésű acélt használunk. A túlhevítésre hajlamos, ezért ezt az érzékenységet titán (Ti) ötvözéssel csökkentjük. Ezek az acélok szívóssabbak és a lökészerű igénybevételt is elviselik (gépjármű alkatrészek). Az E betűjelzés a szabályozott kén tartalmat jelöli.

A belső mag szilárdságának növelése — a szívósság megtartása mellett — króm (Cr) és molibdén (Mo) ötvözéssel lehetséges. Nagy igénybevételű alkatrészek (fogaskerek, lánckerek, tengelyek) készítésére alkalmazhatók (BCMo jelzésűek).

Az erősen dinamikus hatásoknak kitett alkatrészeknél (forgattyús tengelyek, kardántengelyek, csigák, nagyméretű fogaskerek stb.) króm (Cr) és nikkel (Ni) ötvöztetésű betétben edzhető acélokat alkalmazunk (BNC jelzésűek).

Ha bonyolult alakú és nagyméretű alkatrészek készítése szükséges, úgy csak levegőn edzhető — elhúzóadás mentes — króm — nikkel — molibdén acélanyagot lehet alkalmazni (BNCMo jelzésűek).

Megjegyezzük, hogy az ütőmunka értékei 10×8 mm épszelvényű próbapálcával végzett kísérletek eredményei. Ha a garantált értékek nem megfelelőek, úgy a betétedzési eljárás módosításával, valamint az edzési technológia változtatásával a mechanikai tulajdonságok bizonyos határok között beállíthatók.

Nitridálással — minden további hőkezelés nélkül — igen nagy keménységű, kopásálló, korrózióállóságot, és kifaradási határt növelő kéreg hozható létre. Mivel nincs szükség utólagos hőkezelésre, ezért az eljárást előzőleg nemesített és készremunkált alkatrészekre végezzük el. A nitridált alkatrészek a szerkezeti kialakítások — átmenetek — bemetszések és más feszültséggyűjtő helyek — kifaradásra gyakorolt csökkentő hatását kiegyenlítik. Általában a kifaradási szilárdság 30...100%-kal növekszik a nitridálás hatására. A bemetszett próbatest kifaradási hatásának — bemetszés okozta — csökkenése, a nitridálás hatására az eredeti értékére emelkedik.

A nitridálás olyan ötvözőket igényel (Al, Cr, Mo, V, Ti), amelyek a nitrogénnel igen kemény és stabil nitrideket alkotnak.

A nitridálható acélok ötvözőinek helyes arányú megválasztásával a kopásállóságot, a magasabb hőfokon való terhelhetőséget és más tulajdonságokat tudunk megvalósítani. A felhasználhatóság az acélosók, a tolatyúk, gőzarmatúrák, műanyagprés formák, büttyök- és forgattyús-tengelyek, csapok, mérőeszközök, hengerperselyek és más alkatrészek készítésére terjed ki.

A magyar szabvány még nem tartalmaz titán ötvözésű nitridálható acélokat, bár az már több külföldi országban szabványos. A titán szemcsefinomító hatása miatt javítja a nitridálhatóságot és a titánnitrid kiválások révén növeli a felületi keménységet.

Nemesíthető acélok. Az erősen igénybe vett alkatrészeknél nagy folyáshatárral, magas kifaradási határral és a megfelelő szilárdság mellett nagy szívóssággal rendelkező anyagot kell választani. Ezeket az igényeket legjobban a nemesíthető acélfajták elégítik ki. A nemesítés hatására jelentősen megnő az acél folyáshatára, szilárdsága, kifaradási határa és ütőmunkája. Mivel a folyáshatár növekedése nagyobb, mint a szakítószilárdságé, ezért a $\frac{\sigma_F}{\sigma_B}$ viszony 0,6...0,85 értéket is elér (ez az érték a lágyacéloknál kb. 0,5). A gépalkatrészek jelentős részénél dinamikus és fárasztó hatások is fellépnek. Ezeket a hatásokat a nemesített acélananyagok mechanikai tulajdonságainak összhangja egyenlíti ki a legkedvezőbbben. A 13. fejezetben tárgyalt kifaradási határfeszültség meghatározási módjai szerint a magasabb $\frac{\sigma_F}{\sigma_B}$ viszony kedvező a kifaradási határ-

feszültség növekedésére (mennél nagyobb a folyáshatár, annál nagyobb a kifaradási határ!).

A nemesítés oldó hőkezelésből, gyorsűtésből (edzésből), és meghatározott hőmérsékletű megeresztésből áll. A szilárdsági tulajdonságok legkedvezőbb értékeit akkor nyújtja a nemesített acél, ha az alkatrész teljes mérete átédződik. A nagy folyáshatár és ütőmunka csak olyan szelvényátmérekben érhetőek el, amelyek még jól átédződtek.

Általában a nemesíthető acélok széntartalma az átédzhetőség miatt min. 0,25%, az ütőmunka értékének csökkenése miatt max. 0,6% lehet.

Az ötvözetlen szénacélok a legkedvezőbb mechanikai tulajdonságokat csak kis szelvényátmérő (12...20 mm) esetén tudják biztosítani. Nagyobb szelvényátmérek esetén ötvözött nemesíthető acélokat kell alkalmazni. Az ötvözött acélok felhasználása annál előnyösebb minél nagyobb az alkatrész szelvényátmérője. Az ötvözés hatására az acél átédzhető átmérője megnő, és a nemesítésből (megeresztésből) származó előnyök jobban kihasználhatók. A megeresztés hőmérsékletének változtatásával az ötvözött acélok szilárdsági tulajdonságai jól beállíthatók.

Alapvető elvek a nemesíthető acélok kiválasztásánál:

1. Az alkatrész méreteitől függően választjuk meg az ötvözetet (az ötvözők mennyiségét).
2. Erősen igénybevett, dinamikus hatásoknak kitett elridegítő körülmények (pl. feszültség koncentráció, alacsony hőmérséklet) esetén a ridegképlékeny átmenet hőmérsékletét csökkentő ötvözőket (pl. nikkelt) tartalmazó acélt kell kiválasztani.
3. A megfelelő szilárdsági tulajdonságokat a megeresztés hőmérsékletének változtatásával állítjuk be.

Az egyes alkalmazott ötvözők mechanikai tulajdonságai és hatásai:

A mangán (Mn) olcsó ötvöző elem, és az átédzhető átmérőt jelentősen növeli (25...40 mm). Az acélt túlhevítésre, és a krómmal (Cr) együtt alkalmazva megeresztési ridegségre teszi hajlamossá. Hőkezelésnél az előírt hőmérsékletet és hűtési módot nagy pontossággal kell betartani. Mivel a képlékeny-rideg átmenet hőmérséklete közel szobahőmérséklet (0...20 °C), ezért dinamikus hatásoknak kitett kis hőmérsékleten üzemelő alkatrészeknél nem alkalmazható.

Az acélt Mn mellett szilíciummal (Si) is ötvözve, a szilárdsága és az átédzhetősége (60 mm) megnő. Közepes és nagyobb méretű gépalkatrészek készítésére alkalmas.

Az egyik legelterjedtebb ötvöző a króm (Cr). Az átédzhető átmérőt növeli (60 mm) és a σ_F értéke is magas. A Cr 1...Cr 3. acélananyagot köze-

pes méretű tengelyek és hajtóműalkatrészek gyártásához használják. A krómaccélok megeresztési ridegségre hajlamosak. A mangán ötvöző növeli az átedzhető átmérőt (100 mm), de hajlamos szemcse durvulásra. Szokás még titánnal (Ti) ötvözni, mert szemcsefinomító hatása van, és az átedzhetőséget is erősen növeli.

A Cr-acélok megeresztési ridegségre való hajlamát a molibdén (Mo) ötvözés megszünteti. Az átedzhető átmérő is megnő (150 mm-ig) a szilárdsággal együtt. Mivel a Cr és a Mo is karbidképző, ezért ezeket az acélokat nagy hőmérsékleten (600...700 °C) lehet megeresztetni. Nagy igénybevételű, dinamikus és fáradásos terheléseknek kitett nagy fontosságú alkatrészek (tengelyek, hajtórudak, fogaskerekek) gyártására használhatók. A képlékeny-rideg átmenet hőmérséklete –20 °C alatt van.

Igen nagy szilárdságú nemesíthető acélsanyagot nyerünk vanádium (V) ötvözéssel (0,1...0,2%-ban). Az átedzhető átmérő (80...140 mm), ezért nagy szilárdságú dinamikus és fárasztó igénybevételnek kitett közepes és nagyméretű alkatrészek (tengelyek, kormánycsuklók hajtórudak stb.) esetén alkalmazható.

A nikkelt (Ni) ötvöző a krómmal együtt nagyon jó hatással van a szívóssági és szilárdsági tulajdonságokra. Ezek a nemesíthető acélok képlékeny-rideg átmenet hőmérséklete igen kicsiny (–60; –140 °C), ezért ezek az acélsanyagok a külső elridegítő tényezők, negatív hőmérséklet, szerkezeti kialakítás okozta feszültség koncentráció, dinamikus igénybevétel, fáradásos jelenségek hatásának igen jól ellenállnak. Azt a hátrányukat, hogy hajlamosak megeresztési ridegségre, molibdénnel való ötvözés megszünteti. Az NCMo acélok megeresztés után levegőn is hűtethetők, nem kell félni a ridegedéstől. Az átedzhető átmérő 150 mm. A szívósságuk és a szilárdságuk ezeknek az acéloknak a legnagyobb, kényes, közepes és nagyméretű, erősen igénybe vett gépalkatrészek készítéséhez alkalmazhatók.

Rugóacélok. A különböző kialakítású lemez, tekercs és csavarrugók az acélsanyag rugalmas tulajdonságait használják ki. A rugók alapvető feladata az energiátárolás, a dinamikus hatások tompítása és felvétele, ezért a képlékeny alakváltozás bennük nem megengedett. Ezeknek az acéloknak magas folyáshatárral, és nagy $\frac{\sigma_F}{\sigma_B}$ viszonytal (0,75...0,9 is lehet!), tehát megfelelő szívóssággal kell rendelkezniük. A széntartalom 0,5...0,7% általában. Az ötvözők közül a szilícium (Si) erősen növeli a folyáshatárt, a króm, a vanádium és a mangán hatásáról már az előzőekben tettünk említést.

Megjegyezzük, hogy a rugók élettartama a felületük simaságától

jelentős mértékben függ, ezért a felület minőségét szigorúan meg kell követelni.

Szerszámaccélok. A felhasználási területüktől függően igen sokféle igénytel lépünk fel a szerszámaccélokkal szemben. Általános követelményként említjük meg — természetesen az igényeknek megfelelő tulajdonságot kiemelve — a keménységet (amelyet néha vörösen izzó állapotban is meg kell tartania), a kopás és mérettartósságot (mérőeszközöknel), a keménység mellett a szívósságot (pl. sajtoló szerszámoknál).

Alapvető csoportok:

az ötvözetlen szerszámaccélok;

az erősen átedződő (ötvözött) szerszámaccélok;

a gyorsacélok;

a sajtoló szerszámok acélsanyagai;

az igen nagy forgácsolási teljesítményre képes keményfémek.

A wolfram (W) a szerszámaccélok egyik legjelentősebb ötvözőeleme. A V-karbidok a keménységüket még a vörösszáz állapotban is megtartják.

Az 1...2% W-t tartalmazó acélok, fúrók, marók, fémfűrészek készítésére alkalmasak. A 2% W tartalmúak erős dinamikus hatásoknak kitett (pl. hidegen alakító) szerszámok anyagai. Az erősen ötvözött (8...12% W) acélok melegalakító szerszámok készítésére alkalmasak.

Hegeszthető acélsanyagok. Az általános rendeltetésű ötvözetlen acélok között a szavatoltan hegeszthető anyagminőségeket S jellel különböztették meg régebben. Ma már ezt a szabvány nem alkalmazza, mert — mint ahogy az természetes — a jó hegesztés nemcsak az anyagminőség függvénye, hanem a szerkezet alakjától, kialakításától, a hegesztő anyagtól és hegesztés technológiájától is függ. Részletesen az MSZ 4305–68 szabvány tartalmazza az ide vonatkozó alapfogalmakat.

Általánosságban a hegesztett szerkezeteknél a mechanikai tulajdonságokon kívül a hegeszthetőséget is meg kell követelni. Az alkalmazott acélok nem lehetnek edzhetőek, és a széntartalom 0,25% alatt kell, hogy legyen. Közönséges, és általános ömlesztő hegesztésre vonatkozó — az acélok széntartalmától függő — minőségi tájékoztatásra a következő összeállítás érvényes.

Jól hegeszthető: A 34, A 38, A 42, C 10, C 15

Mérsékeltlen hegeszthető: A 50, C 25

Alig hegeszthető: A 60, C 30, C 35

Nem hegeszthető: A 70, C 40, C 45, C 50, C 60.

A fokozott követelményű hegesztett szerkezetekhez gyengén ötvözött acélok minőségeivel az MSZ 6280—74 szabvány foglalkozik. Ezeknél az acélminőségeknél a szakítószilárdság alsó határára utaló számot, és a következő kiegészítő jelölések valamelyikét adjuk meg:

B szilíciummal nyugtatott

C szilíciummal és alumíniummal csillapított, finomszemcsés

D ua. mint C, de különlegesen nyugtatott és öregedésálló acél.

Egyes anyagok *E* jellel vannak megkülönböztetve, — ezek kéntartalmá maximált. Az ún. átmeneti hőmérsékletet is megadjuk (TTKV), amely az anyagok ridegtörési hajlamának vizsgálatára vonatkozik. Ezen a hőmérsékleten a még szavatolt ütőmunkát (KV-t) is megadja a táblázat. Az előzőekben közölt jelektől függően különböző hőmérsékleten mérjük +20 °C-tól —60 °C-ig, és a betűre jellemző hőmérséklet fölött „szívós”, míg alatta rideg „viselkedést” garantál az anyagra.

Megjegyezzük, hogy A szabvány hegesztési munkarendre és előmelegítési hőmérsékletre vonatkozó ajánlást is tartalmaz (lásd 7. fejezet).

Hőálló rúdacélok (MSZ 4359—72).

A hőálló rúdacélok összetételüktől és az üzemi viszonyoktól függően elsősorban 500 °C hőmérséklet feletti üzemre alkalmasak. Addig a hőmérsékletig nevezzük hőállóknak a szabványban szereplő acélokat, ameddig az oxidációs (revezkedési) sebesség a vizsgált közegben

$1,0 \frac{g}{m^2h}$ értéknél kisebb, és a hőmérsékletet 50 °C-kal növelve sem nagyobb mint $2,0 \frac{g}{m^2h}$.

Hidrogénnyomásálló acél (MSZ 2295—69).

Ezeket az acélananyagokat közép és nagynyomású szerkezeti elemek és berendezések előállítására használjuk fel. A szabvány szigorúan előírja a vegyi összetételt és a késztermékeknek az előírt összetételből megengedett eltérését.

Korrózióálló acélok. Az ötvöztelen acélok, és a tiszta vas, a savak, a vízgőz, egyéb közegek, sőt a légkör korrodáló hatásának is igen rosszul állnak ellen. A felszínen keletkező oxidhátrya nem elég tömör, nem választja el a fémét a korrodáló közegtől úgy, hogy a korróziós folyamat ne okozná az alkatrész tönkremenetelét.

A korrózióálló acélokat a nem rozsdásodó króm-acélok és saválló króm-nikkel acélok csoportokba sorolhatjuk.

Ha a krómtartalom 12% vagy annál nagyobb, úgy nem rozsdásodó acélanagról beszélünk. Három alaptípus terjedt el 12, 17, és 27% króm tartalommal. A 12%-nál kevesebb Cr-ot tartalmazó acélok a tiszta vashoz hasonlóan korrodálnak. A króm-acélok szilárdsági követelményeit a szénttartalom változtatásával (0,1...0,4 C%-ig) állítjuk be. Ezek az anyag típusok csak az oxidáló hatású közegekkel szemben fejtenek ki ellenállást.

Az acéloknak egyéb savakkal és kémiai közegekkel (élelmiszer, konzervipar stb.) szembeni ellenállását nikkellel (Ni) ötvözött adagolásával érhetjük el. A feltüntetett jellemzők: a mechanikai tulajdonságok és a normalizált szövetszerkezeti állapotban a maximális keménység.

Acél- és vasöntvények. Az öntvények előállításának az a célja, hogy valamely formának folyékony fémekkel való kitöltésével olyan alkatrészeket és félgyártmányokat készítsünk, amelyeket minimális forgácsolás után — vagy esetleg anélkül — felhasználhatunk a gépekben és berendezésekben. Öntéssel a legbonyolultabb formakialakítású alkatrészt is elkészíthetjük, olyanokat is, amelyeket hegesztéssel, kovácsolással, sajtolással vagy más technológiával csak nagyon nehezen, vagy egyáltalán nem tudnánk előállítani. Az is előny a többi technológiához képest, hogy nagy olvadáspontú, rideg ötvözetekből is lehet öntvényeket előállítani.

Az öntés, mint technológiai eljárás igen régi és elterjedt módszer. Azokra az acél és vasanyagokra, melyek alkalmasak öntésre, az egyik legfontosabb jellemző a szénttartalom. Ez rendszerint 1,7%-nál nagyobb. A karbonkiválás alakja, fajtája szerint megkülönböztethető fehér, szürke és feles öntöttvas. A fehér öntöttvasban a szén cementit alakjában válik ki, míg a szürkében grafit alakjában található meg. A grafitkiválás alakja szerint lehet lemez és gömb, az utóbbi szilárdsági tulajdonságai kedvezőbbek.

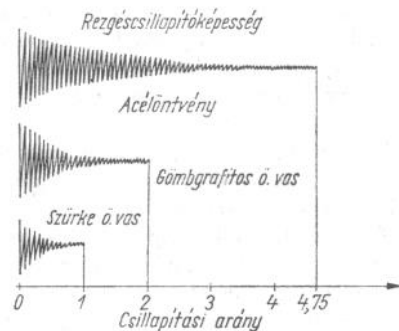
Az öntöttvas szövetszerkezetét az öntöttvasban levő ötvözőelemek, és a hűtési sebesség nagysága határozzák meg. Az öntöttvasban ötvözőként előforduló elemeket a grafitképződésre való hatásuk szerint két csoportra osztjuk:

Grafitképző elemek: Co, P, Cu, Ni, Ti, Si, C, Al. Grafitkiválást gátló elemek: W, Mn, Mo, S, Cr, V, Mg, Ce, B.

Az elemek sorrendje megegyezik a növekvő hatásuk sorrendjével. Megjegyezzük, hogy a Ti annak ellenére, hogy karbidképző, mégis a grafitkiválást segíti elő, és az S nem karbidképző, mégis gátolja a grafitkiválást.

A grafit több olyan értékes tulajdonságot ad az öntöttvasnak szerkezeti anyagként való felhasználásakor, amelyek előnyként mutatkoznak más anyagokkal szemben. Így például:

- A sima és a bemetszett próbatestek kifáradási határa közel azonos.
- Nagyon jó rezgéscsillapító képesség. A rezgéseket az alapanyagba ágyazott grafitlemez csillapítja. Az 5.4. ábra különböző öntvényanyagok rezgéscsillapítóképeségének összehasonlítását mutatja.



5.4. ábra. Öntvény anyagok csillapítóképesége

- Nyomóigénybevétel esetén az öntöttvas kiválóan alkalmas az igénybevétel felvételére.
- A gyakorlatban jól bevált súrlódó anyagpárok egyik tagja – mint kiváló kopásálló anyag gyakran öntöttvas.
- Forgácsolással könnyen megmunkálható.
- Megfelelő ötvözéssel különleges tulajdonságok érhetők, így pl. revésedéssel szembeni ellenállás (Al, Si, Cr, Ni), hőállóság (Al, Ni, Si, Cr), korrózióállóság (Ni, Si, Cr, Cu), nem mágneses öntvények (Ni = 18%; Cu = 5...8%; Cr = 2...6%).

A további jelölések:

Öv lemezgrafitos vasöntvény (MSZ 8280)

Göv. gömbgrafitos (MSZ 8277)

Tö. temperöntvény (MSZ 8282)

Aö. acélöntvény (MSZ 8270, 4357, 4358, 8272, 17742 és a 21053 R)

Vasöntvények esetén az Öv után álló szám a legkisebb szakítószilárdságot jelöli, mely homokformában öntött 30 mm névleges átmérőjű

próbadarabból forgácsolt \varnothing 20-as próbatesten mért érték. Az előírt keménységi értéket az anyag keménysége nem haladhatja meg.

Göv sorozatnál az \varnothing jel fokozott követelményekre jellemző.

Temperöntvényeknél levő *fk* jelölés fekete, a *p* perlites temper vasat jelöl.

Az acélöntvénynél a kétjegyű szám a legkisebb szakítószilárdságok az *F* és *Fk* jel a fokozott követelményre utal. Az acélöntvények lehetnek ötvözetlenek és ötvözöttek, az utóbbiakat általában hőkezelní kell.

A könyv irodalomjegyzékében több olyan művet sorolunk fel amelyekben részletes ismertetés található a könnyű és színes fémanyagok jellemzőire és a felhasználási területre.

Megemlítjük hogy a Szabvány kiterjedten foglalkozik a vaskohászati termékek jellemzőinek és a gépészetben történő alkalmazás ajánlásának közlésével.

6. A méretezéshez szükséges jellemzők meghatározása

Alapvető igény, hogy az anyagszerkezeti tulajdonságok, és a terhelés okozta igénybevétel jellemzői összehasonlíthatók legyenek. Ilyenek az ébredő feszültség és megengedett feszültség, a méretezett alkatrész alakváltozása és a még elfogadható alakváltozás összehasonlítása. Végeredményben az alkatrész működésére vonatkozó megbízhatóságra, ill. a biztonsági tényezőre kapunk számszerű értéket.

A méretezésnél a leglényegesebb jellemzők — amelyek természetesen összefüggnek — a megengedett feszültség és a biztonsági tényező előírása adja az alkatrész vagy szerkezeti egység működésének megbízhatóságát.

Az alapfogalmakat az ún. nyugvóterhelés esetére értelmezzük, majd kiterjesztjük az értelmezésüket és meghatározásukat a különböző terhelési módokra, méretezési eljárásokra, és alkatrész kialakításokra.

Nyugvó vagy statikus terhelésről beszélünk, ha a terhelés által okozott igénybevétel az idő függvényében nem változik. Ilyen esetben a feszültséget és az alakváltozást a szilárdságtan módszereivel — és az értelmezett képletek segítségével — határozzuk meg. Ezek a képletek csak egyszerű szerkezeti elemek méretezésére valók feltételezve, hogy az anyag homogén, előfeszültség nincs benne és a keresztmetszet állandó. Az így kapott feszültségértékek és feszültségeloszlások tehát csak ideális esetben érvényesek, ezért azokat névleges feszültségeknek nevezzük ($\sigma_{név}$ vagy $\tau_{név}$), szemben a ténylegesen fellépő, valódi feszültségekkel.

A számított névleges feszültségeket kell összehasonlítani a gépelem anyagára megengedhető feszültséggel. A megengedett feszültség az a feszültség, amely a szerkezet legcsekélyebb károsodása nélkül még megengedhető. A megengedett feszültséget az alábbi képlettel számíthatjuk:

$$\sigma_{meg} = \frac{\sigma_{határ}}{n},$$

ahol $\sigma_{határ}$ a szerkezeti anyagot tönkretévő feszültség az ún. határfeszültség és n a biztonsági tényező. A tönkremenetel határát az egyes esetekben az alábbi feszültségek jelentik:

a) A rideg anyagok a szakító vagy törőfeszültség elérésekor nagyobb alakváltozás nélkül, hirtelen mennek tönkre, tehát $\sigma_{határ} = \sigma_B$.

b) A szívós-képlékeny anyagoknál a szerkezetben a folyási határfeszültség elérésekor igen nagy mértékű maradó alakváltozás keletkezik, ami az esetek legnagyobb részében nem engedhető meg. Ebben az esetben

$$\sigma_{határ} = \sigma_F.$$

c) A nagyobb hőmérsékleten igénybe vett anyagok folyása hamarabb, kisebb feszültség mellett következik be, ezért ott az ún. melegfolyáshatárt kell figyelembe venni, ezért $\sigma_{határ} = \sigma_{Fm}$. Ez a jelenség acélnál 300 °C, erősen ötvözött acéloknál 400 °C felett jelentkezik.

d) A rendszeresen nagyobb hőmérsékleten üzemelő szerkezeteknél és alkatrészeknél a tartós folyáshatár jelenti (σ_T) a határfeszültséget.

e) Hosszú, nyomott rudaknál a kihajlás veszélye is fennáll. A rúd kihajlik, ha a benne keletkező feszültség eléri a kritikus σ_t törőfeszültséget, itt tehát $\sigma_{határ} = \sigma_t$. A törőfeszültséget kifejező összefüggésekben már nemcsak a szerkezeti anyagra jellemző tényező, hanem a rúd méreteitől (karcsúságtól) függő szerkezet-jellemző is szerepel. Ezért a σ_t anyag- és szerkezetjellemző érték.

f) A kifáradási jelenségeknél a kifáradási határfeszültség jelenti az anyag határfeszültségét. Ennek meghatározását és ezt befolyásoló tényezőket a 13. fejezetben részletesen ismertetjük.

A biztonsági tényező értelmezése szorosan összefügg a megbízhatóság kérdésével. A megbízhatóság vizsgálata nagyon részletes és körültekintő tervezői munkát igényel. Minden esetben ki kell terjednie az anyagszerkezeti tulajdonságok elemzésétől kezdve — a szükségszerűen jelentkező méretezés közbeni elhanyagolások figyelembevételén át — az ellenőrzés megvalósulásának korszerű megoldásainak kereséséig. Ezekre vonatkozó összeállítást tartalmaz a 6.1. táblázat. A táblázat a jelenlegi ismereteinknek megfelelő — tájékoztató jellegű — értékeket tartalmazza. A táblázat alapján megállapíthatjuk, hogy a biztonsági tényező számértéke meglehetősen önkényes, és változó értékű lehet. A cél minden esetben az, hogy a méretezett alkatrésznél bizonyos feszültségtartalmakat képezzünk, amely megbízhatóan elegendő arra, hogy a szerkezet működése során az előre nem látható feszültségnövekedéseket, valamint az egyéb hatásokat (pl. előre nem várt ütések stb.) kiegyenlítse. A biztonsági tényezők értékét az egyes szakterületekre vonatkozó szabványok

6.1. táblázat. Tájékoztató jellegű tervezői megfontolások

Az egyes figyelembe vehető tervezői megfontolások	A tervezői megfontolások alapján értékelhető megbízhatóság		Szükséges biztonsági tényező $n = 1/r$			
	jele	értékhatarai		jele	min. értéke	max. értéke
		alsó	felső			
<p><i>Az alkatrész vagy szerkezeti egység jelentősége</i></p> <p>A megadott határok között lehet figyelembe venni az esetleges alkatrész meghibásodás vagy tönkremenés könnyű és gyors javíthatóságát, ill. cserélhetőségét. Ha emberéletet vagy több gép (gépcsoport) termelését az alkatrész tönkremenetele veszélyeztetni, úgy nagyobb biztonságot kell méretezni</p>	r_1	0,588 58,8%	0,833 83,3%	n_1	1,2	1,7
<p><i>A számítások hibája</i></p> <p>Ide tartozik, hogy mennyire pontos – vagy közelítő ismeretek alapján történik a méretezés (pl. részletesen ismerik a szerkezet erőjátékát, vagy ellenpéldáként – elkerülhetetlen, hogy elhanyagolással méretezzünk.) Nem vehető figyelembe a tervező hibás szerkezeti kialakításának hatása – pl. átmenetek hibás tervezése, vagy rezgéskeltő helyen gördülőcsapágyak alkalmazása stb.</p>	r_2	0,769 76,9%	0,909 90,9%	n_2	1,1	1,3

Anyagszerkeztetési és technológiai megbízhatóság

Itt kérdéses, hogy az anyagszerkezetre jellemző tulajdonságokat mennyire sikerül a tényleges üzemviszonyoknak megfelelően – az anyagkihasználás miatt – pontosan megadni. A technológia megbízhatóságáról az adott alkatrésznél alkalmazható technológiai eljárások összehasonlítását kell elvégezni (pl. öntésnél megbízhatóbb a süllőszékben kovacsolás vagy más esetben a hegeszthetőség lehetőségének ismerete stb.)

Kivitelezés pontossága

Ezen belül kiemelten fontos az alkatrészgyártáshoz szükséges gépi felszereltség és az elkészítéshez rendelkezésre álló szakemberek megbízhatósága. Nagyon lényeges a szerelés kivitelének hasonló jellegű értékelése

A szükséges ellenőrzés

Megvalósulása kiterjed az előzőekben ismertetett összes „megfontolásokra”. Emeli a megbízhatóság nagyságát az ún. aktív méretellenőrző berendezések használata, és a mérési terv készítése mind gyártás közben, mind szerelésnél. Ennek gazdasági kihatása is van, mivel a gyártás, ill. a szerelés végén az ellenőrzés, (amely inkább csak értékelés) már csak közelítőleg alkalmas a kész alkatrész vagy egység megbízhatóságának értékelésére.

Az eredő megbízhatóság és biztonsági tényező határai

r_3	0,714 71,4%	0,909 90,9%	n_3	1,1	1,4
r_4	0,769 76,9%	0,909 90,9%	n_4	1,1	1,3
r_5	0,714 71,4%	0,952 95,2%	n_5	1,05	1,4
r	0,178 17,8%	0,588 58,8%	n	1,7	5,6

– általában – kötelezően előírják (lásd pl. felvonóknál). Más esetekben kielégítő gyakorlati tapasztalat alapján veszik fel a biztonsági tényező értékét. Mindezek hiányában a biztonsági tényezőt megfontolások alapján részbiztonsági tényezők segítségével határozhatjuk meg:

$$n = n_1 n_2 n_3 n_4 n_5,$$

ahol az egyes részbiztonsági tényezők különböző hatásokat fejeznek ki, és értékük a 6.1. táblázatból vehető fel. A $\sigma_{\text{határ}}$ és az n ismeretében a megengedett feszültség meghatározható. A gyakorlatban előforduló esetekben a megengedett feszültség értéke – többnyire – táblázatokból is kivethető. Hízenkor az előzőekben ismertetett számításra nincs szükség (lásd pl. 6.2. táblázat).

A megengedhető feszültség nagyságának megállapításánál a terhelés módját is figyelembe kell venni. Nem mindegy ugyanis, hogy az alkatrészt mindig ugyanakkora, vagy pedig állandóan változó értékű (nagyság és értelem is változhat) terhelés éri. Nyilvánvaló, hogy az előbbi eset kevésbé „fárasztja” az anyagot, ezért nagyobb feszültség engedhető meg a szerkezetben, annak tönkremenetelének veszélye nélkül. A terhelés módjának szempontjából kedvezőbb a jelen fejezet elején említett nyugvó terhelési mód. Általánosságban a következő csoportokat különböztetjük meg:

I. A nyugvó (statikus) terhelés, melynél az elemet (alkatrészt) állandóan ugyanaz az erő terheli (pl. csővezetéknek a mennyezetre erősített görgős felfüggesztésénél levő elemekre).

II. Más a helyzet pl. egy felvonó kötelénél, amely a maximális befogadóképességig tetszőleges számú személyt szállít. A terhelőerő tehát zérustól (mikor üresen áll) egy max. értékig változhat, ezért ezt a terhelési módot változóknak, másnéven lüktetőnek nevezzük.

III. Változó vagy lengő terhelés esetén az alkatrész váltakozva hol húzó-, hol nyomóigénybevételnek van kitéve. Számos gép elemei (pl. forgótengelyek vagy vezérlő- és fékberendezések rudazatai) váltakozó terhelésűek. Természetes, hogy az anyag szempontjából ez a terhelési mód az előbbinél is kedvezőtlenebb.

Nyilvánvaló, hogy mindhárom esetben más-más feszültségérték engedhető meg. A megengedhető feszültség (σ_{meg}) nagyságát elsőnek Wöhler és Bach határozta meg a terhelési mód és az anyagok rugalmassági határának figyelembevételével. Ezért a három terhelési módot Wöhler-eseteknek is nevezik, és a nyugvót I-gyel, a változót (lüktetőt) II-vel, a váltakozót (lengőt) pedig III-mal jelölik.

6.2. táblázat

Megengedett feszültségértékek különböző szerkezeti anyagoknál

Anyagminőség	Terhelési mód	Húzásra, σ_{meg}	Nyomásra, σ_{meg}	Haljtásra, σ_{meg}	Nyírásra, τ_{meg}	Csavarrásra, τ_{meg}
a) Szerkezeti acélok						
A 34 (MSZ 500)	I	1100	1100	1140	880	600
	II	920	920	950	740	520
	III	410	—	550	330	330
A 38 (MSZ 500)	I	1200	1200	1300	960	700
	II	960	960	1100	770	600
	III	460	—	650	370	390
A 44 (MSZ 500)	I	1250	1250	1500	1000	800
	II	1090	1090	1300	870	700
	III	520	—	750	420	430
A 50 (MSZ 500)	I	1550	1550	1800	1240	950
	II	1350	1350	1600	1800	830
	III	700	—	950	540	540
A 60 (MSZ 500)	I	1800	1800	2100	1440	1100
	II	1570	1570	1850	1260	950
	III	770	—	1100	620	620
A 70 (MSZ 500)	I	2100	2100	2450	1680	1300
	II	1750	1750	2200	1400	1130
	III	890	—	1290	710	730
b) Ötvözetlen, nemesíthető acélok						
C 25 (MSZ 61) nemesítve	I	1500	1500	1500	1200	900
	II	1150	1150	1200	900	700
	III	800	—	920	600	500
C 35 (MSZ 61) nemesítve	I	1800	1800	1800	1450	1050
	II	1350	1350	1400	1050	800
	III	900	—	1050	700	550
C 45 (MSZ 61) nemesítve	I	2100	2100	2100	1700	1250
	II	1550	1550	1650	1250	900
	III	1000	—	1200	800	600
C 60 (MSZ 61) nemesítve	I	2400	2400	2400	1900	1400
	II	1800	1800	1900	1450	1100
	III	1200	—	1400	950	750

6.2. táblázat 1. folytatása

Anyagminőség	Terhelési mód	Húzásra, σ_{meg}	Nyomásra, σ_{meg}	Hajlításra, σ_{meg}	Nyírásra, τ_{meg}	Csavaráásra, τ_{meg}
c) Ötvözött, nemesíthető acélok						
NC 1	I	2250	2250	2250	1800	1350
	II	1700	1700	1780	1350	1000
	III	1000	—	1300	900	650
NC 1-k.	I	2800	2800	2800	2250	1700
	II	2000	2000	2120	1600	1200
	III	1200	—	1450	1000	700
d) Ötvözött, nemesíthető acélok						
NC 2	I	2600	2600	3000	2100	1600
	II	1800	1800	2300	1450	1400
	III	960	—	1300	770	780
NC 3	I	2900	2900	3400	2350	1800
	II	2000	2000	2600	1640	1550
	III	1080	—	1400	860	900
NC 4	I	3000	3000	3000	2400	1800
	II	2100	2100	2300	1700	1250
	III	1300	—	1600	1100	800
NC 5	I	3600	3600	3600	2900	2150
	II	2600	2600	2750	2100	1500
	III	1600	—	1900	1300	950
NC 6	I	3800	3800	5000	3050	2700
	II	2600	2600	3300	2100	2300
	III	1350	—	1800	1100	1100
C Mo 1	I	3000	3000	3000	2400	1750
	II	2150	2150	2300	1700	1250
	III	1350	—	1650	1050	800
C Mo 2	I	3750	3750	3750	3000	2200
	II	2650	2650	2800	2100	1600
	III	1600	—	1900	1250	950

6.2. táblázat 2. folytatása

Anyagminőség	Terhelési mód	Húzásra, σ_{meg}	Nyomásra, σ_{meg}	Hajlításra, σ_{meg}	Nyírásra, τ_{meg}	Csavaráásra, τ_{meg}
d) Ötvözött, nemesíthető acélok						
C Mo 3	I	4000	4000	4000	3200	2300
	II	2900	2900	3000	2200	1700
	III	1800	—	2000	1300	1000
C Mo 4	I	4500	4500	4500	3600	2700
	II	3250	3250	3400	2600	1950
	III	2000	—	2400	1600	1200
Cr V 150 nemesítve						
e) Rugóacél						
Rugóacél, edzve pl 65M	I	6500	6500	7500	5200	5000
	II	5200	5200	6000	4200	4000
	III	3500	—	4000	2800	2600
f) CrNiV acél						
Forgattyús tengelyacél	I	4000	4000	5400	3200	3000
	II	2800	2800	3500	2240	2450
	III	1420	—	1600	1140	1150
g) Acélöntvények						
Aö 38 lágyítva	I	1100	1100	1270	880	660
	II	850	850	900	680	510
	III	500	—	620	360	350
Aö 45 lágyítva	I	1400	1400	1610	1120	840
	II	1100	1100	1270	880	660
	III	700	—	810	560	420
Aö 52 lágyítva	I	1500	1500	1500	1200	900
	II	1100	1100	1200	900	700
	III	750	—	900	700	450
i) Öntöttvasak						
Öv 12	I	300	700	450	300	270
	II	240	500	300	240	170
	III	180	—	250	180	100
Öv 26	I	700	1000	750	700	450
	II	550	750	600	550	350
	III	400	—	500	400	250

6.2. táblázat 3. folytatása

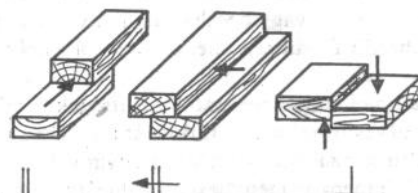
Anyagminőség	Terhelési mód	Húzásra, σ_{meg}	Nyomásra, σ_{meg}	Hajlításra, σ_{meg}	Nyírásra, τ_{meg}	Csavaráásra, τ_{meg}
j) Színesfémek						
Elektrolitikus réz	I	300	300	300	240	200
Húzott kemény réz pl.: CU.DP; Cu-C	I	1000	1000	1000	800	600
	II	650	650	650	560	370
	III	300	—	300	240	180
Bronz félkemény pl.: Bz6; Bz8	I	1200	1200	1380	960	800
	II	700	700	800	560	470
	III	500	—	580	400	330
Sárgaréz Sr 60	I	1500	1500	1450	1000	870
	II	900	900	900	760	570
	III	500	—	580	400	330

k) Könnyűfémek

Al-Cu-Mg ötvözet (nemesítve) (duralumínium típus)	I	1300	1300	1500	930	720
	II	850	850	980	600	480
	III	600	—	690	430	360
Al-Si ötvözet (szilumin típus)	I	500	500	580	400	300
	II	280	280	320	230	150
	III	200	—	230	160	130
Al-Mg-Si ötvözet (nemesítve)	I	1200	1200	1380	800	670
	II	850	850	980	570	480
	III	600	—	690	400	340
Mg ötvözet (sajtolható, elektron típus)	I	1000	1000	1180	600	500
	II	700	700	860	420	360
	III	550	—	630	330	280

6.2. táblázat 4. folytatása

Anyagminőség	Terhelési mód	Húzásra, σ_{meg}	Nyomásra, σ_{meg}	Hajlításra, σ_{meg}	Nyírásra, τ_{meg}	Csavaráásra, τ_{meg}
l) Fa						
Lucfenyőfa	I	90 ± 3	50 ± 6	90	8 ± 20	10
	II	—	—	—	—	—
Keményfa	I	200	150	200	30	40
	II	—	—	—	—	—



Megjegyzés

|| jelzésű értékek a fa rostjával párhuzamos terhelésre, ⊥ jelzésű értékek a rostjára merőleges terhelésre érvényesek. A rostok síkjában, de sugárirányú (R) terhelésre a || jelzésű táblázati értékek 4/5 engedhető meg.

A II. és III. eset körülményeit — az anyag kifáradásának jelenségét — részletesen vizsgáljuk a 13. fejezetben. Az erre vonatkozó (és az anyag-szerkezetből ismeretes) ún. fárasztó kísérletekkel meghatározták az anyagok *lüktető* és a *lengő szilárdságát*, s már ezekkel számítják ki a II. és III. esetben a megengedhető feszültségeket. A kifáradásra való méretezésnél részletesen foglalkozunk az alkatrész nagyságának, méreteinek, kialakításának és megmunkálásának figyelembevételével. A biztonsági tényező értékének meghatározása is új megfontolással bővül a gyakoriság értelmezésével.

Ezért a 6.2. táblázat megengedett feszültség értékei csak tájékoztató jellegűek. Megemlítjük, hogy a táblázat anyagainak határfeszültségeihez viszonyítva az

I. esetben a biztonsági tényezőt 2,5...3,5;

II. esetben a biztonsági tényezőt 3,5...4,5;

III. esetben a biztonsági tényezőt 7...8

nagyságok között vettük fel. Bár a táblázat értékei általában jól használhatók, célszerű emlékeztetni a határfeszültség figyelembevételére, amely

jóval tágabb értelmezésű annál, hogy bármilyen módszerrel leszűkítsük azt.

Visszatérve a méretezés témájához, ha ismerjük a szerkezetben ébredő (névleges) feszültséget, valamint a szerkezeti anyag megengedett feszültségét, akkor azokat összehasonlíthatjuk. Megfelel a szerkezet, ha a névleges feszültség a megengedett feszültségnél kisebb, de gazdaságtalan az anyag kihasználtsága, ha a σ_{meg} és a $\sigma_{\text{névl}}$ különbsége 5...10%-nál nagyobb.

Az előzőekben ismertetett értelmezések a τ feszültséget okozó igénybevételekre is vonatkoznak. Szilárdsági méretezésről akkor beszélünk, ha a megengedett feszültségből kiindulva határozzuk meg a gép-elem méreteit. Ez a képletek bonyolultsága miatt nem mindig járható út. Gyakran előzetes közelítő számítás vagy becslés alapján vesszük fel a gépelem méreteit, majd az ébredő feszültség ellenőrzése után helyesbítünk.

Az alkatrészek méretezésénél megengedhető feszültségek értelmezése mellett szükség van az alakváltozások határolására is. Erre azért van szükség, mert a szerkezetre és az anyagára nézve nyilvánvalóan nem a kialakuló feszültség a döntő, hanem az igénybevétel hatására keletkező alakváltozások, a deformációk. Ennek ellenére általában mégis a feszültségeket számítjuk, ugyanis ezekre a szilárdságtan egyszerűbben kezelhető összefüggéseket bocsájt a számítás rendelkezésére, mint az alakváltozásokra. Még szembetűnőbbek a számítási nehézségek, ha összetett igénybevételek eredő alakváltozását kell meghatározni. Mivel a *Hooke*-törvény az arányossági határon belül a feszültségek és az alakváltozások között egyszerű összefüggéssel ($\sigma = E\varepsilon$ és $\tau = G\gamma$) ad meg kapcsolatot, ezért azoknál a szerkezeti elemeknél, amelyeknél az arányossági határnál kisebb feszültségeket engedünk meg végeredményben elfogadható, ha az ébredő feszültségek alapján méretezünk.

Kivételek természetesen vannak: pl. egy csekély légréssel illesztett villamos motor forgórészének tengelyét úgy kell méretezni, hogy a terhelésből származó deformációk a légrést ne csökkentsék le károsan. A szinkrongenerátorok forgórészpólusának felerősítését gyakran kalapácsfej alakú kialakítással oldjuk meg. Ilyenkor a centrifugális erő okozta alakváltozást (megnyúlást) határolnunk szükséges (lásd 7. fejezetben).

A mérőműszerek alkatrészeinél is gyakori eset, hogy a deformációt korlátozni kell, mert egyébként a műszer pontossága csökkenne. Káros befeszülések elkerülésére bizonyos tartószerkezeteknél szigorú előírások vannak a lehajlás és a behajlás értékeire. Ilyen eset például a felvonó-hajtómű főtengelyének üzeme, amelynél háromtámaszú tartóra vissza-

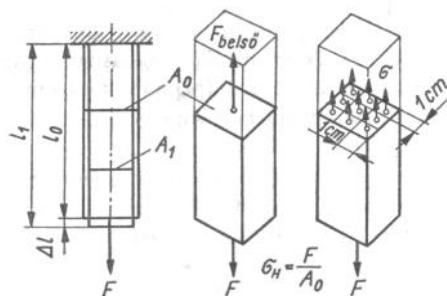
vezetve a szerkezeti kialakítást, bizonyos nagyságú alakváltozás a csapágyakban befeszülést, járulékos terhelést — és előbb-utóbb kifáradást — idéz elő. A hosszú tengelyek, az ún. közlőműtengelyek méretezése szintén megengedett alakváltozásra $\varphi = 0,25^\circ/\text{m}$ történik. Gyakori eset, hogy a terhelés okozta alakváltozást és az üzemi hatások (pl. hőmérsékleti) alakváltoztató-hatását is figyelembe kell venni. Ilyen eset fordulhat elő a gördülőcsapágyak beépítésénél és a szerelési utasításoknál. A hegesztett szerkezetek megfogása nagyon lényegesen befolyásolja a hegesztés utáni zsugorodásokból bekövetkező alakváltozásokat és feszültségeket. Ezért szükséges, hogy a várható zsugorodások, alakváltozások és feszültségek nagyságát, irányát, eloszlását ismerjük, és ezeket a hegesztés végrehajtásakor (a szerelési megfogásnál) figyelembe vegyük. Megemlítjük még a gördülőcsapágyak ún. határterhelésének meghatározási módját; ez annak a terhelésnek felel meg, amelynél a maradó alakváltozás nem haladja meg az 0,0001 gördülőelem átmérő értékét.

A különböző igénybevételekre történő méretezésnél az alakváltozások figyelembevételére is felhívjuk majd a figyelmet.

Megjegyezzük, hogy a szilárdsági méretezést vagy ellenőrzést az esetek nagy részében követni kell az elkészíthetőség gazdasági értékelésének, formatervezésnek és egyéb vizsgálatoknak (pl. stabilitási, horpadási érzékenység, vagy méretcsalád kialakítási lehetőség stb.).

7. Méretezés húzó- és nyomóigénybevételre

A húzó- és nyomóigénybevételrel kapcsolatos feladatok értelmezését és megoldását közös fejezetben tárgyaljuk. Ennek alapvetően két oka van, egyrészt a méretezési összefüggések formai és tartalmi vonatkozásban hasonlóak, másrészt a két igénybevétel nagyon sok esetben együttesen jelentkeznek a szerkezeti elemek üzemi kapcsolatainál.



7.1. ábra. A húzóigénybevétel értelmezése

A 7.1. ábra a húzóigénybevétel értelmezését mutatja be. Az F erő hatására ébredő feszültséget a

$$\sigma_H = \frac{F}{A}$$

összefüggéssel határozzuk meg.

Az alakváltozás a Δl megnyúlással jellemezhető (4. fejezet). A számításra alkalmas kifejezés:

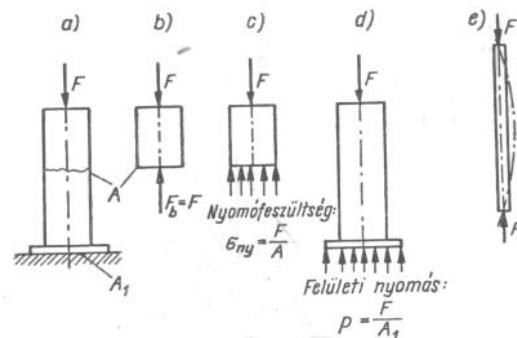
$$\Delta l = \frac{Fl_0}{AE}$$

A hosszirányú megnyúlás következtében a keresztmetszet nagysága csökken (lásd részletesen a 4. fejezetet). A gépészeti feladatoknál ezt a keresztmetszet változást általában nem veszik figyelembe, hanem a kiindulási (A_0) értékkel fejezzük ki az összefüggéseket. Megjegyezzük, hogy például a képlékeny alakítás technológiájának méretezési módszereinél a keresztmetszet változásokat is figyelembe veszik a lehetőségekhez mérten.

Akkor felel meg húzásra a rúd alakú alkatrész, ha

$$\sigma_{\text{meg}} \cong \sigma_H \quad \text{és} \quad \lambda_{\text{meg}} \cong \Delta l.$$

Ha ezek a feltételek nem teljesülnek, akkor a geometriai méreteket (keresztmetszet, hossz) változtatni kell.



7.2. ábra. A nyomóigénybevétel értelmezése

a) nyomóerő hatásának kitétt test; b) belsőerő értelmezése; c) a nyomófeszültség ébredése; d) a felületi nyomás esete; e) hosszú nyomott rúd kihajlása

A 7.2. ábra a nyomóigénybevétel keletkezését mutatja. Az ébredő feszültséget

$$\sigma_{ny} = \frac{F}{A}$$

összefüggéssel határozható meg.

A nyomófeszültség értelmét negatív előjellel különböztetjük meg a pozitív előjelű húzófeszültségtől.

A nyomóigénybevétel alakváltozása hosszirányú rövidülés és kereszt-

metszet növekedés. A méretezésnél a rövidülés számszerű meghatározását végezzük el:

$$-\Delta l = \frac{Fl}{AE}$$

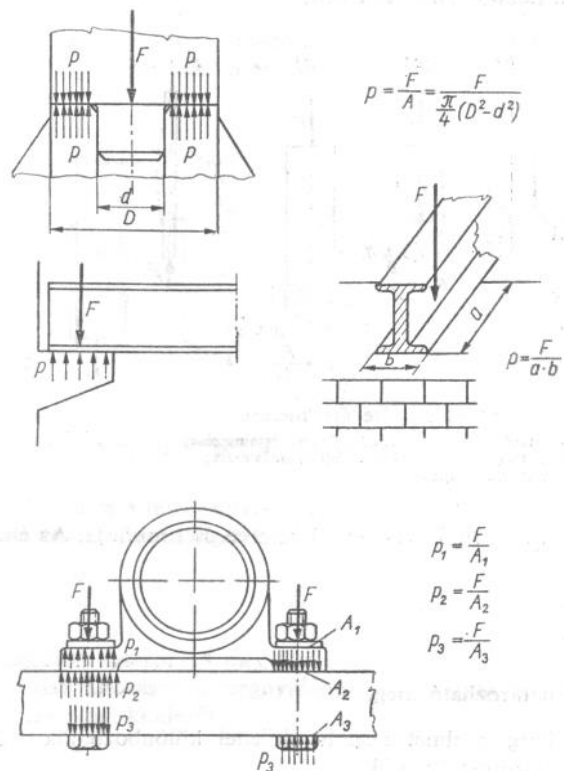
ahol a negatív előjel utal a rövidülés „értelmére”.

A húzáshoz hasonlóan akkor felel meg a nyomóigénybevételű rúd,

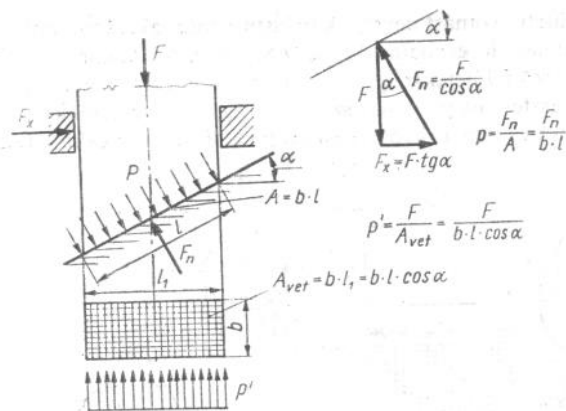
ha

$$\sigma_{\text{meg}} \cong \sigma_{\text{ny}} \quad \text{és} \quad \lambda_{\text{meg}} \cong \Delta l.$$

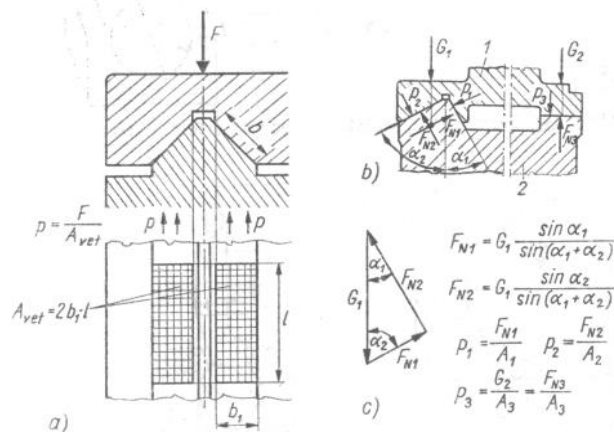
Nyomásról beszélünk abban az esetben is, ha az érintkező felületek között kialakuló megoszló erőrendszert jellemezzük (7.3. ábrán). Általá-



7.3. ábra. Felületi nyomás kialakulása



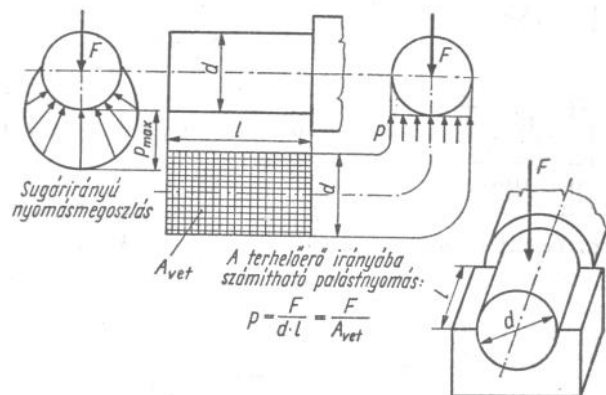
7.4. ábra. Felületi nyomás síkfelület esetén



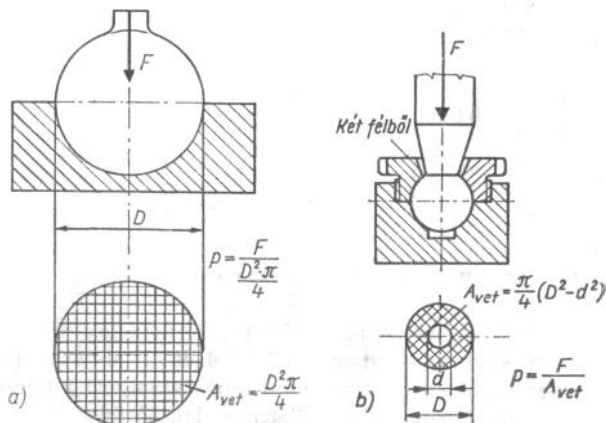
7.5. ábra. Felületi nyomás ferde síkfelület esetén

ban felületi nyomásnak nevezzük az érintkező felületek között kialakuló átlagos megoszlóerő-rendszert. A 7.3. 7.4. és 7.5. ábra síkfelületek közötti esetekben adják meg a felületi nyomás számítási kifejezéseit. A 7.4. ábrán α szög alatt hajló síkfelületen kialakuló felszíni nyomóviszonyokat mutatjuk be. A hengerpaláston (7.6. ábra) és a gömbfelületen (7.7. ábra) az érintkezés közben kialakuló egyenletes megoszlásának

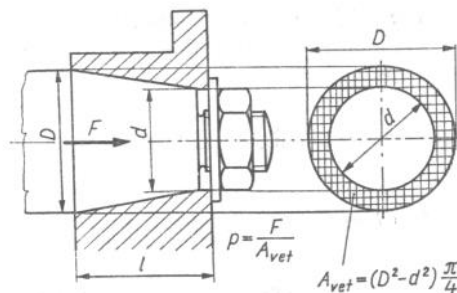
értelmezett felületi nyomást nevezzük palástnyomásnak. Ez vonatkozik a kúppaláston kialakuló erőhatásokra is (7.8. ábra). A 7.5. ábrán két ferde síklapon érintkező felületekre értelmeztük a felületi nyomás kifejezését. A *b* ábrán egy esztergagép *l* hossz szánját és ágyát a 2 vezetékkel mutatuk be. A *c*) ábrán az ún. prizmán egyensúlyban levő erők vektor három-



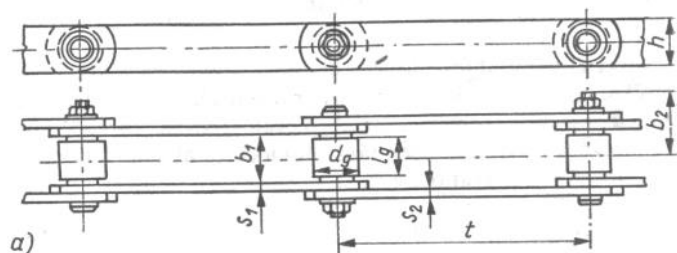
7.6. ábra. Hengerpaláston kialakuló nyomás értelmezése



7.7. ábra. Gömbfelületen kialakuló nyomás értelmezése
a) teljes gömbfelület esetén; b) gömbön esetén



7.8. ábra. Kúp paláston kialakuló nyomás értelmezése



7.9. ábra. Hevederes lánc méretezése

szögét, az egyensúlyi egyenletekből meghatározható F_{N1} és F_{N2} kifejezését és az ábrán értelmezett p_1, p_2, p_3 felszíni nyomás összefüggéseit közöltük.

A továbbiakban számítási feladatokat oldunk meg.

A 12.11. ábrán látható feladatnál szereplő hevederes láncot szemléltetjük a 7.9. ábrán. Anyaga: A.50, és a terhelési mód Wöhler II. esetnek felel meg. A megengedett feszültség: $\sigma_{meg} = 1350 \text{ kp/cm}^2$ (6.2. táblázat). A terhelőerő: $Q = 6000 \text{ kp}$.

A gyengítetlen hevederben ébredő húzófeszültség:

$$\sigma_H = \frac{Q}{2A},$$

ahol a 2-es osztó a két hevederágot jelenti. A számadatokat behelyettesítve:

$$\sigma_H = \frac{6000}{2 \cdot 0,8 \cdot 60} = 625 \text{ kp/cm}^2.$$

A hevederszem gyengíti a keresztmetszetet. A gyengített metszetben ébredő feszültség (7.9b ábra)

$$\sigma_{H \max} = \frac{6000}{2 \cdot 0,8 \cdot 40} = 937,5 \text{ kp/cm}^2.$$

Mivel a számított feszültségek kisebbek, mint a megengedett feszültség értéke, ezért az alkalmazott heveder megfelel. Megjegyezzük, hogy a gyengített heveder keresztmetszetben valóságosan ébredő feszültség meghatározása a 17. fejezetben tárgyalt módszer alapján lehetséges.

A heveder hosszváltozása:

$$\Delta l = \frac{Q l_0}{2AE},$$

ahol $l_0 = 132 \text{ mm}$ és a gyengítetlen keresztmetszettel számolunk. Behelyettesítve a számértékeket:

$$\Delta l = \frac{6000 \cdot 13,2}{2 \cdot 0,8 \cdot 6 \cdot 2,1 \cdot 10^6} = 3,93 \cdot 10^{-3} \text{ cm}.$$

Ez nagyon kis érték. Ennek zavaró hatása nem mutatkozik meg a lánckerék működésében. A gyengített keresztmetszet hatását nem vettük figyelembe az alakváltozás meghatározásánál. A 17. fejezet utalásai erre is vonatkoznak, ezért helyesen jártunk el.

A 7.10. ábra egy szinkrongenerátor forgórészpólusának kalapácsfej alakú rögzítését mutatja a forgórésztesthez. Adatok: a forgórészpólus tömege: $m = 20 \frac{\text{kps}^2}{\text{m}}$ a fordulatszám: $n = 1440 \text{ l/min}$, a súlypont sugara: $r = 40 \text{ cm}$, a beerősítés hossza $a = 150 \text{ mm}$, az a/b arányt a tapasztalatok szerint 6:1-nek vesszük fel: $a/b = 6$. Anyaga A 70 és Wöhler II. esetnek felel meg a terhelése. A 6.2. táblázatból $\sigma_{\text{meg}} = 1750 \text{ kp/cm}^2$. A rugalmassági tényező: $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kp/cm}^2$.

Meghatározzuk a keresztmetszet (A_1) méreteit, és ellenőrizzük alakváltozásra. A még megengedhető sugárirányú változás: $\Delta \lambda = 0,2 \text{ mm}$
A forgás közben fellépő centrifugális erő:

$$F_c = m r \omega^2 = 20 \cdot 0,4 \left(\frac{1440}{9,55} \right)^2 = 181889,8 \text{ kp}.$$

A felerősítéshez szükséges keresztmetszet:

$$A = \frac{F_c}{\sigma_{\text{meg}}} = \frac{181889,8}{1750} = 103,94 \text{ cm}^2.$$

A két felerősítés keresztmetszete az A , ennek fele: $A_1 = 51,97 \text{ cm}^2$,

$$A_1 = ab \quad \text{és} \quad a = 6b,$$

tehát

$$51,97 = 6b^2$$

$$b = 2,94 \text{ cm}, \quad \text{legyen} \quad b = 3 \text{ cm}$$

$$\text{és} \quad a = 6 \cdot 3 = 18 \text{ cm}.$$

A hosszváltozás:

$$\Delta l = \frac{F_c l_0}{A_1 E}$$

Számszerűen:

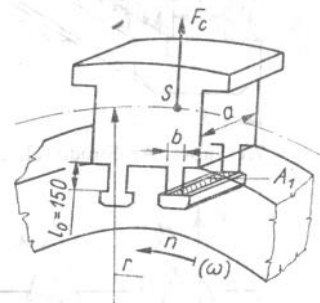
$$\Delta l = \frac{181889,8}{51,97 \cdot 2,1 \cdot 10^6} = 1,25 \cdot 10^{-2} \text{ cm}.$$

Mivel $\Delta l < \Delta \lambda$ ezért a beerősítés megfelelő.

A kalapácsfej kialakítás olyan, hogy a centrifugális erő hatására az érintkező síkfelületek között felszíni nyomás alakul ki (7.11. ábra).

Ha $p_{\text{meg}} = 800 \text{ kp/cm}^2$, akkor a c szélességet a következő összefüggésből határozhatjuk meg.

$$p_{\text{meg}} \cong \frac{F_c}{a(c-b)}.$$



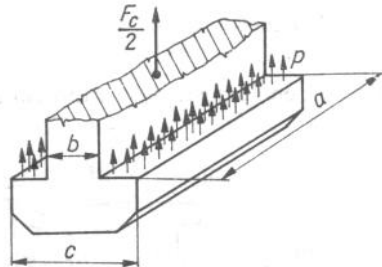
7.10. ábra. Kalapácsfejű rögzítés méretezése

A határesetet feltételezve:

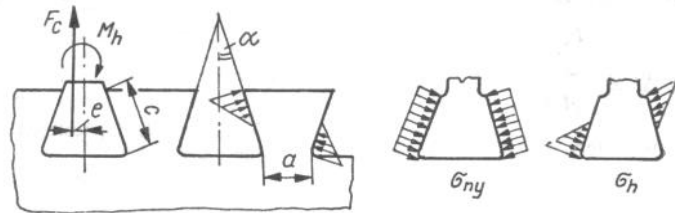
$$800 = \frac{90944,9}{18(c-3)},$$

és ebből $c = 9,32$ cm felkerekítve $c = 10$ cm.

Igényesebb szerkezeteknél és berendezéseknél (pl. nagy fordulat-számú turbináknál) a kalapácsfejű beerősítés már nem elég megbízható.



7.11. ábra. Az ébredő felszíni nyomás számítása



7.12. ábra. Fecskefark beépítés

Az előző számpélda megmutatta, hogy az alakváltozás viszonylag nagy-értékű és a felfekvő felület igénye is nagy, ilyenkor már a hajlítóhatással is számolni szükséges. Ezért ezt a beépítési módszert sűrűn elhelyezkedő elemek (pl. lapátok) esetén már nem alkalmazzuk. Gyakori megoldás a 7.12. ábrán látható fecskefark-beépítés. Ilyenkor nyomásra és egyidejű hajlításra méretezünk.

Az eredő feszültség:

$$\sigma_{eredő} = \sigma_{ny} + \sigma_h,$$

ahol a

$$\sigma_{ny} = \frac{F_c}{2bc \sin \alpha} \quad (b \text{ a lapát hosszát jelenti})$$

és a

$$\sigma_h = \frac{M_h + eF_c}{\frac{bc^2}{6}}$$

összefüggéssel határozható meg. Az eredő feszültségnek kisebbnek kell lennie a szerkezeti anyagra megengedettnél:

$$\sigma_{meg} \cong \sigma_{eredő}.$$

Még igényesebb beépítés látható a 7.13. ábrán. Ezt ún. fenyőfaláb-kialakításnak nevezzük. Az alakváltozás nagyon kis értékre szorítható le, tulajdonképpen korlátozott mozgású befogott tartók szerint vizsgálható. Alapvető méretezési elv: az egyidejű hajlítás és nyírás figyelembevétele.

A hajlítófeszültség:

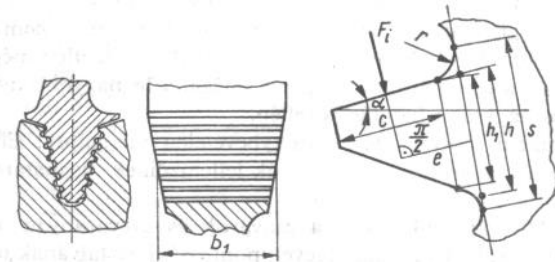
$$\sigma_h = \frac{F_i e}{\frac{b_i h^2}{6}}$$

és a nyírófeszültség:

$$\tau_{ny} = \frac{F_i}{b_i h_1}.$$

Az összefüggésekben:

$$F_i = \frac{F_c}{2n \cos \alpha},$$



7.13. ábra. Fenyőfaláb kialakítás

ahol F_c a centrifugális erő, n a befogási szelvények (a fenyőfalábak) száma ($n = 3-6$), α a 7.13. ábrán értelmezett szög. A befogási szelvények szélessége általában változó, ezért a számtani közepet b_i -vel jelölve szokás az F_i értéket úgy is kifejezni, hogy a különböző szélességeket figyelembe vesszük:

$$F_i = \frac{F_c}{2 \cos \alpha} \frac{b_i}{(b_1 + b_2 + \dots + b_n)}$$

A σ_h és τ_{ny} ismeretében a síkbeli feszültségi állapot szerint határozhatjuk meg a redukált feszültséget vagy a Mohr-féle, vagy a munkaermélet kifejezésével.

A megengedett palástnyomás ismeretében méretezhetjük a 230. oldalon levő példa (12.11. ábra) csapágyazását. A $p_{meg} = 85 \text{ kp/cm}^2$ legyen, a terhelés $A = 4290 \text{ kp}$, és az $l_A/d_A = 1,2$ értékű. A felírható összefüggés

$$p_{meg} \cong \frac{A}{d_A l_A}$$

A számításnál a még megengedhető határesetet vesszük figyelembe (az egyenlőséget). Számadatokat behelyettesítve:

$$85 = \frac{4290}{1,2 d_A d_A}$$

és ebből

$$d_A = \sqrt{\frac{4290}{1,2 \cdot 85}} = 6,49 \text{ cm.}$$

Ennél a szükséges átmérőnél nagyobbra választjuk a csapátmérőt, mivel a $d_c = 13 \text{ cm}$ nagyságú és két tengelylépcsővel a 6,49–13 érték-különbözetet megvalósítani a nagy feszültség gyűjtőhatás miatt nem célszerű. Ha $d_A = 9 \text{ cm}$ felvételt javasolunk, azt az előzők mellett még az is indokolja, hogy a tengelyt ezen a részen terheli a legnagyobb nyíróerő, és bizonyos nagyságú hajlítás is fellép.

A továbbiakban csavarkötések igénybevételeit vizsgáljuk. Ehhez szükségünk van a csavarok és csavaranyák jellemzőinek meghatározására.

Az MSZ 229-71 foglalkozik a csavarok és csavaranyag megnevezésével, jelölésével, anyagminőségével, pontossági osztályának meghatározásával.

A csavarok anyagának szilárdsági tulajdonságaira vonatkozó jelzések a következők: A csavarok minőségi jele szorzóponttal elválasztott két szám. Az első szám a csavar szakitószilárdságának egy tizedét, a második szám pedig a folyáshatár (0,2-es határ), és a szakitószilárdság hányadosának tízszeresét jelenti kp/mm^2 -ben.

A régebben szokásos és az új jelölés a táblázatban (7.1.) található. Pl. a 3,6 (4D) anyagminőségű csavar esetében a szakitószilárdság:

$$\sigma_B = 30 \cdot \frac{\text{kp}}{\text{mm}^2}$$

A felírható arány:

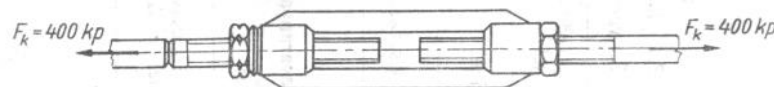
$$\frac{\sigma_F}{\sigma_B} 10 = 6 \quad \text{és} \quad \sigma_F = 18 \cdot \frac{\text{kp}}{\text{mm}^2} = 1800 \cdot \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}$$

Csavaranyák esetében a minőséget azzal jellemezzük, hogy milyen minőségű csavarorsóval képes egyenlő szilárdságú kapcsolatot létrehozni. Az egyenszilárdságú kapcsolat azt jelenti, hogy a csavaranya menetei nem nyíródnak el az orsónak a teljes keresztmetszetében való elszakadása előtt. A csavaranya vizsgálati feszültsége tehát egyezik a vele összeszerelendő csavarorsó minimális szakitószilárdságával. Ezen minimális szakitószilárdság egy tizedével jelöljük a csavaranya anyag minőségét, a 7.1. táblázat szerint. Azoknál a csavaranyáknál, ahol az anya magassága 0,6 d-nél kevesebb, az anyagminőségi jel elé nullát írunk (pl. 0,4).

Ahoz, hogy nagy igénybevételnél az előirt minőségű csavar vagy anya helyére ne kerülhessen gyengébb minőségű, az anyag minőségi jelét célszerű magán a csavaron feltüntetni. Hatlapfejű és belső kulcsnyílású csavarok megjelölése a $\sigma_B \cong 8000 \cdot \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}$ szilárdságú, M6 és ennél nagyobb méretű csavar esetén kötelező.

A következő számpélda a 2.12. ábrához tartozó szerkezeti rész méretezését mutatja be.

Egy szalagfék működtető mechanizmusának állító szerkezetét látthatjuk a 7.14. ábrán. A működtető mechanizmus hosszának változ-



7.14. ábra. Állító szerkezet méretezése

7.1. táblázat

Csavarok és csavaranyák anyagminőségeinek jelölése

Régi (eddig) jel	4A	4D	-	4S	-	5D	-	5S	-	6E	6S	6G	8G	10K	12K	-
Új jel	3.6		4.6	-	4.8	-	5.6	-	5.8	6.6	6.8	6.9	8.8	10.9	12.9	14.9

Csavaranyák anyagminősége

A csavaranya	anyagminőségi jele	4	5	6	8	10	12	14
	vizsgálati feszültsége, kp/mm ²	40	50	60	80	100	120	140
Annak a csavarorsónak a minimális szakítószilárdsága, amellyel az anyát összeszerelik		40	50	60	80	100	120	140

tatására nyitott feszítőanyát alkalmazunk, amelybe a jobb- és balmenetes húzórudak csatlakoznak. A rudazat helyzetét a két ellenanya meghúzásával biztosítják.

A feszítőanya anyagának minősége: 6. (7.1. táblázat). A szalagfék működtetéséhez szükséges legnagyobb húzóerő, amely a csavarkötés külső üzemi terhelésének felel meg $F_k = 400$ kp. Hogy az ellenanyák az üzemi terhelés hatására ne lazuljanak fel, ezért azokat úgy kell meghúzni, hogy a keletkező előfeszítés feltétlenül nagyobb legyen, mint a működő üzemi terhelés.

Legyen az előfeszítés biztonságosan $F_e = 600$ kp. Tekintve, hogy az ilyen szerkezet az ellenanyák meghúzására meglehetősen kényes, ezért célszerű az ellenanyákat a teljes üzemi erő működtetésekor meghúzni. Ekkor a kulcs aránylag csekély meghúzásával kialakítható az előfeszítés.

Mivel a szerkezetnél deformálódó részek nincsenek, a csavarkötésre erőhatásábrát nem rajzolhatunk. Azt azonban láthatjuk, hogy a csavarorsó fárasztó igénybevételt szenved, mert a szalagfék szakaszos üzemelése végett az igénybevételek ismétlődnek.

Az orsók legnagyobb feszültsége a feszítőanya és az ellenanyák fel-fekvési síkjában ébred. Az üzemi terhelés működésekor a terhelőerő:

$$F = F_e + F_k = 600 + 400 = 1000 \text{ kp,}$$

így ha az M 12-es orsó magkeresztmetszete $A_1 = 0,743 \text{ cm}^2$ a keletkező legnagyobb feszültség:

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A_1} = \frac{1000}{0,743} = 1350 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}.$$

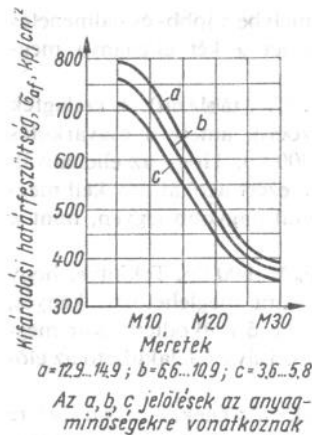
Az orsó anyagminősége 3·6, amelynek folyáshatárát az előzőekben számítottuk: $\sigma_F = 1800 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}$. Ha legnagyobb feszültségre a folyáshatár 0,8-szeresét engedjük meg, akkor:

$$\sigma_{\max \text{ meg}} = 0,8 \cdot 1800 = 1440 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2} > 1350 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2},$$

a legnagyobb feszültség tehát az orsóban még megengedhető.

Az üzemi terhelés megszűntével az orsót az említett kritikus keresztmetszetben csak az F_e előfeszítés terheli, amely a legkisebb feszültséget okozza:

$$\sigma_{\min} = \frac{F_e}{A_1} = \frac{600}{0,743} = 808 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}.$$



7.15. ábra. Csavarok ismételt igénybevételével megengedhető feszültséglengés amplitúdó

$\sigma_{af} = 620 \text{ kp/cm}^2$ érték olvasható le. A megengedett feszültségamplitúdó legyen ennek 0,7-szerese; tehát:

$$\sigma_{a \text{ meg}} = 0,7\sigma_{af} = 0,7 \cdot 620 = 434 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}.$$

Mivel

$$434 > 272,$$

tehát a csavarorsó a keletkező ismétlődő terheléseket biztonságosan fogja elviselni.

Az ismétlődő igénybevétel részletes vizsgálatát a 13. fejezetben ismertetjük. Az előző feladat megoldása összhangban van a 13. fejezetben közltekkel.

A 7.16. ábrán különböző fedélmegoldásokat szemléltetünk. A következő számpélda olyan csavarkötés vizsgálatát mutatja be, amelynél az összekötött elemek (a fedél anyaga, a tömítés) befolyása nem hanyagolható el az üzemi viszonyokból származó terhelések meghatározásánál.

Ellenőrizzük a 7.16a ábrán feltüntetett hengeres edény fedelét leszorító csavarkötést. Az edényben $p = 13 \text{ kp/cm}^2$ üzemi túlnyomással rendelkező közeget tárolnak. A fedél leszorítására 16 db M 27-es csavart alkalmazunk, amelynek magkeresztmetszete $A_1 = 4,19 \text{ cm}^2$. A csava-

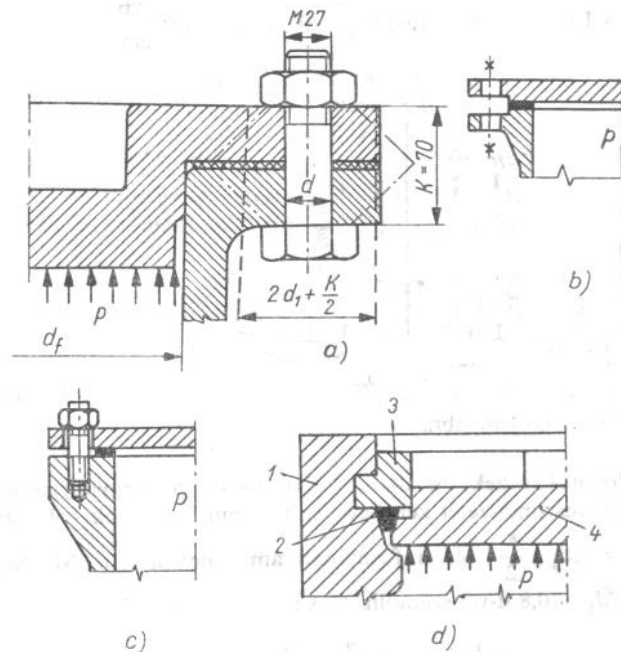
rok anyaga 3·6 minőségű csavaracél, amelynek folyáshatára $\sigma_F = 1800 \text{ kp/cm}^2$. A csavarokat úgy húzzuk meg, hogy a keletkező előfeszítés $F_e = 2200 \text{ kp}$ legyen. Az összefogott peremek anyaga öntöttvas, amelyre $E_1 = 1 \cdot 10^6 \text{ kp/cm}^2$. A csavarok rugalmassági állandója $E_c = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kp/cm}^2$.

$$\begin{aligned} \sigma_a &= \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \\ &= \frac{1350 - 808}{2} = 271 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}. \end{aligned}$$

A csavarok ismételt igénybevételénél a megengedhető feszültségamplitúdót a 7.15. ábra diagramjának felhasználásával határozhatjuk meg, ahol feltüntettük a feszültségamplitúdók kifáradási határának közelítő értékeit a csavaranyagok és a méretek függvényében.

A 3·6 anyagra a c jelzésű görbe érvényes, ahol az M 12-es mérethez

rokok anyaga 3·6 minőségű csavaracél, amelynek folyáshatára $\sigma_F = 1800 \text{ kp/cm}^2$. A csavarokat úgy húzzuk meg, hogy a keletkező előfeszítés $F_e = 2200 \text{ kp}$ legyen. Az összefogott peremek anyaga öntöttvas, amelyre $E_1 = 1 \cdot 10^6 \text{ kp/cm}^2$. A csavarok rugalmassági állandója $E_c = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kp/cm}^2$.



7.16. ábra. Szerelhető fedélmegoldások

a) fejecscsavarral való kötés, súllyesztett fedél esetén; b) Fejecscsavarral történő kötés, ún. vakkarimával; c) tölcsavarral rögzített vakkarima; d) öntöttmítő fedélkialakítás 1. tartály, 2. tömítés, 3. több darabból álló karima, 4. fenék

Számítsuk ki, hogy az edény fedelét terhelő nyomás a csavarok terhelését mennyire növeli meg, mekkora lesz ennek hatására a csavarban keletkező legnagyobb feszültség, és ellenőrizzük a kötést fellazulásra. A feladatot szerkesztéssel és számítással is megoldjuk.

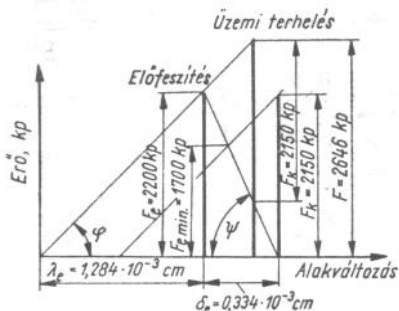
A szerkesztéssel végzett megoldáshoz határozzuk meg elsősorban a csavarkötés erőhatásábráját (7.17. ábra). Az erőhatásra megszerkesz-

téséhez szükségünk van a rugóállandókra. A csavar rugóállandója:

$$C_c = \frac{A_c E_c}{K} = \frac{d^2 \pi}{4} \frac{2,1 \cdot 10^6}{K}$$

és rendezve:

$$C_c = 1,65 \frac{d^2}{K} 10^6 = 1,65 \frac{2,7^2}{7} 10^6 = 1,72 \cdot 10^6 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}$$



7.17. ábra. Erőhatásábra

Az összefogott lemezek rugóállandójának számításánál egy olyan henger körgyűrű keresztmetszetét kell figyelembe venni, amelynek külső átmérője: $D_k = 2d_1 + \frac{K}{2}$, és a furatának átmérője: $d_b = d$. Megjegyezzük hogy $d_1 \approx 0,8 d$ -vel számolhatunk:

$$C_1 = \frac{A_1 E}{K} = \frac{\pi}{4} \frac{\left[\left(2d_1 + \frac{K}{2} \right)^2 - d^2 \right]}{K} 10^6 =$$

$$= 0,785 \frac{\left(1,6d - \frac{K}{2} \right)^2 - d^2}{K} 10^6$$

Számszerűen:

$$C_1 = 0,785 \frac{(1,6 \cdot 2,7 + 3,5)^2 - 2,7^2}{7} 10^6 = 6,57 \cdot 10^6 \frac{\text{kp}}{\text{cm}}$$

Az erőhatásábra megrajzolásához szükségünk van a diagramvonalak szögeire. A léptékek: alakváltozáslépték (L_λ) $1 \text{ mm} \cong 0,02 \cdot 10^{-3} \text{ cm}$, erőlépték (L_F) $1 \text{ mm} \cong 33,3 \text{ kp}$.

$$\text{tg } \varphi = C_c \frac{L_\lambda}{L_F} = 1,72 \frac{0,02 \cdot 10^{-3}}{33,3} 10^6 = 1,032,$$

így $\varphi = 45^\circ 54'$;

$$\text{tg } \psi = C_1 \frac{L_\lambda}{L_F} = 6,57 \frac{0,02 \cdot 10^{-3}}{33,3} 10^6 = 3,95,$$

így $\psi = 75^\circ 47'$.

A szögek felmérése helyett számolhatunk a deformációkkal is. A csavar λ_e megnyúlása az F_e előfeszítés hatására:

$$\lambda_e = \frac{F_e l}{A_c E_c} = \frac{2200 \cdot 7}{\frac{2,7^2 \pi}{4} 2,1 \cdot 10^6} = 1,284 \cdot 10^{-3} \text{ cm},$$

és a lemezek δ_e összenyomódása az F_e előfeszítés hatására, ha a lemezek A_1 működő keresztmetszete egy $\left(2d_1 + \frac{K}{2} \right) = D_k$ átmérőjű és d belső furatú henger-körgyűrű keresztmetszetéből számítható:

$$A_1 = \frac{\left[\left(2d_1 + \frac{K}{2} \right)^2 - d^2 \right] \pi}{4} = \frac{[(2 \cdot 2,31 + 3,5)^2 - 2,7^2] \pi}{4} = 46 \text{ cm}^2,$$

így:

$$\delta_e = \frac{F_e l}{A_1 E_1} = \frac{2200 \cdot 7}{46 \cdot 1 \cdot 10^6} = 0,334 \cdot 10^{-3} \text{ cm}.$$

Ezek után az erőhatásábrába berajzolhatjuk a csavar és a peremek rugó-karakterisztikáit léptékhelyesen.

A csavarok F_k üzemi terhelése a belső túlnyomásból adódik. A fedélre ható összes erő $z = 16$ csavarra oszlik meg, így $d_f = 580 \text{ mm}$ fedél-átmérővel számítva:

$$F_k = \frac{d_f^2 \pi}{4} p \frac{1}{z} = \frac{58^2 \pi}{4} 13 \frac{1}{16} = 2150 \text{ kp}.$$

A csavarban az F_k üzemi terhelés hatására az erő $F = F_e + \Delta F$ értékre növekszik, amely:

$$F = F_e + F_k \frac{1}{1 + \frac{C_1}{C_c}} = 2200 + 2150 \frac{1}{1 + \frac{6,57}{1,72}} = 2200 + 446 = 2646 \text{ kp.}$$

A csavarban keletkező feszültség a legnagyobb F terhelésből és az $A_1 = 4,19 \text{ cm}^2$ magkeresztmetszetből számítva:

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A_1} = \frac{2646}{4,19} = 632 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2},$$

amely a csavar $\sigma_F = 1800 \text{ kp/cm}^2$ folyáshatárát véve alapul annak a

$$\sigma_{\max} = \frac{632}{1800} \sigma_F \approx 0,36 \sigma_F$$

feltétlenül megengedhető érték, sőt inkább kevésnek mondható.

Számítsuk ki az előfeszítés lecsökkent értékét:

$$F'_c = F_e - F_k \frac{1}{1 + \frac{C_c}{C_1}} = 2200 - 2150 \frac{1}{1 + \frac{1,72}{6,57}} = 500 \text{ kp.}$$

A csavarkötés tehát nem lazul fel. A fellazulás akkor áll elő, ha $F'_c = 0$, és ezt a fellazulást eredményező előfeszítés

$$F_{c \min} = F_k \frac{1}{1 + \frac{C_c}{C_1}} = 2150 \frac{1}{1 + \frac{1,72}{6,57}} = 1700 \text{ kp.}$$

Tekintve, hogy a tényleges előfeszítés ennek 1,26-szorosa, a kötést megfelelőnek minősíthetjük.

Nézzük meg, hogy mi történik akkor, ha a peremek közé tömitést helyezünk el, amelynek vastagsága 2 mm. A tömités működő része a deformációs csanakakúpok belső, nagyobb méretű körgyűrűjével egyenlő felületű. Különösebb bizonyítás nélkül is azonnal láthatjuk, hogy a tömités is rugalmas deformációt szenved a csavarban működő erő hatására, és ezzel a deformációs viszonyok megváltoznak.

Számítsuk ki a tömités rugóállandóját:

$$C_t = \frac{A_t E_t}{l_t}$$

A tömités rugalmassági állandója legyen:

$E_t = 1000 \text{ kp/cm}^2$, működő felülete $D = 70 \text{ mm}$ és $d = 27 \text{ mm}$ értékekkel:

$$A_t = \frac{(D^2 - d^2)\pi}{4} = \frac{(7^2 - 2,7^2)\pi}{4} = 31,8 \text{ cm}^2.$$

A működő tömitéshossz pedig $l_t = 2 \text{ mm} = 0,2 \text{ cm}$. Így a rugóállandó

$$C_t = \frac{31,8 \cdot 1000}{0,2} = 0,159 \cdot 10^6 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}.$$

A tömités és a peremek működő részeinek eredő rugóállandója párhuzamos kapcsolású elemek esetén (20.3. táblázat):

$$\frac{1}{C_e} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_t} = \frac{1}{6,57 \cdot 10^6} + \frac{1}{0,159 \cdot 10^6} = \frac{1}{0,155 \cdot 10^6},$$

így az eredő rugóállandó

$$C_e = 0,155 \cdot 10^6 \text{ kp/cm.}$$

Ha ezzel a rugóállandóval számolunk a peremek deformációs részénél, akkor a terhelések is lényegesen megváltoznak. A csavar legnagyobb F terhelése:

$$F = F_e + F_k \frac{1}{1 + \frac{C_c}{C_e}} = 2200 + 2150 \frac{1}{1 + \frac{0,155}{1,72}} = 2200 + 1970 = 4170 \text{ kp.}$$

Amint látjuk, a tömités behelyezésével a tömités nélkül számított $F = 2646 \text{ kp}$ erő, 4170 kp-ra növekedett. A csavarban keletkező legnagyobb feszültség pedig

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A_1} = \frac{4170}{4,19} = 995 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2} \approx \sigma_F \frac{955}{1800} = 0,55 \sigma_F$$

értéket ért el. A számszerű eredmény a kötés megbízhatóságát mutatja. Az előfeszítés lecsökkent F_e értéke természetesen alig számottevően kisebb, mint az F_e előfeszítés volt:

$$F'_e = F_e - F_k \frac{1}{1 + \frac{C_c}{C_e}} = 2200 - 2150 \frac{1}{1 + \frac{1,72}{0,155}} = 2022 \text{ kp.}$$

A 7.16b és c ábra szerinti szerkezeti kialakításoknál megváltoznak a rugalmas deformációk, ezért ezekben az esetekben is eredő rugóállandó meghatározása szükséges.

Hőmérsékletváltozás miatt bekövetkező feszültségek. Hő hatására a testek méretei megváltoznak, a testek kiterjednek. Az ún. lineáris hőtágulás kifejezése:

$$\Delta l = \alpha l_0 \Delta t,$$

ahol l_0 az eredeti hossz, Δt a megnyúlást létrehozó hőmérsékletváltozás ($t_2 - t_1$), α pedig az ún. hőtágulási együttható (értékét az 7.2. táblázatban találjuk). A fajlagos hosszváltozás:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0} = \frac{\alpha l_0 \Delta t}{l_0} = \alpha \Delta t.$$

Ezt a Hooke-törvény képletébe helyettesítve azt a feszültséget kapjuk, mely akkor ébred, ha az alkatrész szabad terjeszkedését megakadályozzuk:

$$\sigma = -E\varepsilon = -E\alpha \Delta t = -E\alpha(t_2 - t_1).$$

7.2. táblázat

Fémek hőtágulási együtthatói, α , $1/^\circ\text{C}$

Fém	α	Fém	α
Acél	$0,0115 \cdot 10^{-3}$	Magnézium	$0,0240 \cdot 10^{-3}$
Al	$0,0237 \cdot 10^{-3}$	Nikkel	$0,0131 \cdot 10^{-3}$
Al-Cu-Mg-ötvezet	$0,0235 \cdot 10^{-3}$	Nikkelacél	$0,0120 \cdot 10^{-3}$
Antimon	$0,0108 \cdot 10^{-3}$	Öv	$0,0104 \cdot 10^{-3}$
Bronz	$0,0175 \cdot 10^{-3}$	Sárgaréz	$0,0184 \cdot 10^{-3}$
Cink	$0,0300 \cdot 10^{-3}$	Réz	$0,0165 \cdot 10^{-3}$
Ezüst	$0,0195 \cdot 10^{-3}$		

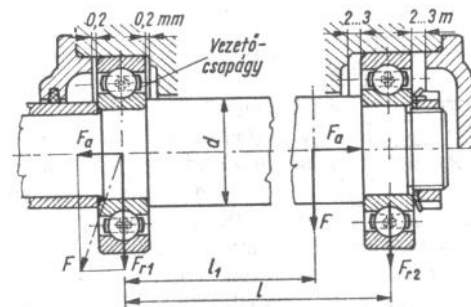
A negatív előjel azt jelenti, hogy ha a hőmérsékletet növeljük (tehát $t_2 - t_1 > 0$), a rúdban nyomófeszültség ébred. Ha viszont a hőmérséklet csökken ($t_2 - t_1 < 0$), az alkatrészben húzófeszültség lép fel. Az előbbi esetben tehát a σ feszültség előjele negatív, az utóbbiban pedig pozitív lesz.

Az összefüggés szerint a hőmérsékletváltozás miatt ébredő feszültség nem függ sem a rúd hosszától, sem az átmérőjétől.

Egy közlőműtengely két végén megoldott csapágyazását mutatja a 7.18. ábra. Tengelyirányba csak az egyik csapágyat szabad megfogni, ez a vezetőcsapágy veszi fel a tengelyirányú terhelést. A többi csapágnál helyet kell hagyni oldalirányba, hogy a tengely alakváltozásából és főleg a hőokozta hosszváltozásból származó oldalirányú eltolódás megvalósulhasson. A szerelést úgy kell elvégezni, hogy a vezetőcsapágnál mindegyik oldalon 0,2 mm hézag maradjon, a többinél pedig egy-egy oldalon 2...3 mm hézag legyen.

A következő számpélda a hibás szerelés következményeire hívja fel a figyelmet. A 7.18. ábra alapján adott értékek:

- a tengelyirányú terhelés $F_a = 5000 \text{ kp}$,
- a tengely átmérője: $d = 100 \text{ mm}$,
- a csapágyazás közötti távolság: $l = 2000 \text{ mm}$,
- az axiális erő támadáspontja: $l_1 = 1900 \text{ mm}$.



7.18. ábra. Csapágyazás vizsgálata hőmérsékletváltozás esetén

Hibás szerelés miatt nem a 7.18. ábrán megadott hézagok alakulnak ki, hanem összesen 0,8 mm értékű elmozdulás lehetséges a csapágyak fel-fekvésig: $\Delta = 0,8 \text{ mm}$.

A tengely anyagára: $E = 2,10 \cdot 10^6 \text{ kp/cm}^2$;
 $\alpha = 11,5 \cdot 10^{-6} / ^\circ\text{C}$.

A várható legnagyobb hőmérsékletkülönbség:

$$t_2 - t_1 = \Delta t = 50 \text{ }^\circ\text{C}.$$

A 7.19a ábrán a szerkezeti kialakítás modelljét adtuk meg. A b) ábra az axiális erő alakváltoztató hatását mutatja akkor, ha a hőmérsékletváltozással nem számolunk. Ekkor a megnyúlás:

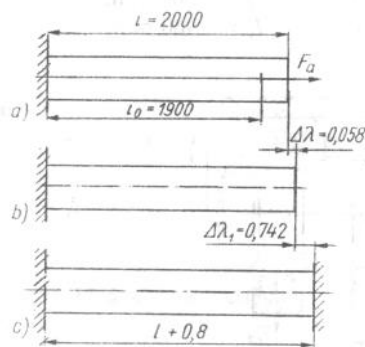
$$\Delta \lambda = \frac{F l_1}{AE} = \frac{5000 \cdot 190}{\frac{10^2 \pi}{4} \cdot 2,110^6} = 0,0058 \text{ cm} = 0,058 \text{ mm},$$

és az ébredő húzófeszültség:

$$\sigma_F = \frac{F_a}{A} = \frac{5000}{\frac{10^2 \pi}{4}} = 63,7 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}.$$

Az üzem közben bekövetkező hőmérsékletváltozás miatt megnyúlik a tengely. Ennek értéke:

$$\Delta l = l \alpha \Delta t = 200 \cdot 11,5 \cdot 10^{-6} \cdot 50 = 0,115 \text{ cm} = 1,15 \text{ mm}.$$



7.19. ábra. Elrendezési vázlat a számpéldához

Mivel a terhelés alakváltoztató hatása után már csak $\Delta \lambda_1 = \Delta - \Delta \lambda = 0,8 - 0,058 = 0,742 \text{ mm}$ távulási lehetőség van, ezért a hőmérsékleti hatás bekövetkező hosszváltozás korlátozott, a csapágyak tengelyirányba befeszülnek, a szabad terjeszkedést megakadályoztuk (7.19c ábra). Az eredő feszültség:

$$\sigma_{\text{eredő}} = \sigma_H + E\varepsilon - E\alpha \Delta t,$$

ahol σ_H az előzőekben számított húzófeszültség, az $E\varepsilon$ Hooke-törvényből számítható húzófeszültség ($\varepsilon = \Delta \lambda_1 / l_1$) és a $-E\alpha \Delta t$ a hőmérsékletváltozás következményeként a jelentkező nyomófeszültség akkor, ha a terjeszkedés gátolt. Az összefüggés úgy is felírható, hogy

$$\sigma_{\text{eredő}} = \frac{F}{A} - E \left(\alpha \Delta t - \frac{\Delta \lambda_1}{l_1} \right).$$

Behelyettesítve:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{eredő}} &= \frac{5000}{\frac{10^2 \pi}{4}} - 2,1 \cdot 10^6 \left(11,5 \cdot 10^{-6} \cdot 50 - \frac{0,742}{1900} \right) = \\ &= 63,7 - 1207,5 + 820,1 = -323,8 \text{ kp/cm}^2 \end{aligned}$$

nyomófeszültség ébred.

Figyelembe véve a terhelést és a hőmérsékleti hatásokat az F_A reakcióerő axiális irányban:

$$F_A = A \sigma_{\text{eredő}} = \frac{10^2 \pi}{4} (-323,8) = -25418,3 \text{ kp},$$

és

$$F_B = F_a - F_A = +30418,3 \text{ kp}.$$

A megoldáshoz két megjegyzést kell tennünk:

1. A számítást elvégezhetjük úgy is, hogy először a hőmérsékleti hatást vesszük figyelembe és utána az F_a terhelést. Természetesen az eredmény megegyező lenne.

2. Az F_a felvételét (az 5000 kp-ot) eltűzöttük. Ezt azért tettük, hogy a végeredmény szintén túlzottan — de indokoltan — emelje ki a lényegét: a mozgásban gátolt szerkezetekben jelentős feszültségek és erőhatások (nyomatékok) ébredhetnek. A számpélda eredményeinek vizsgálata nem annyira a tengely terhelésére nézve jelentős, hanem a gördülőcsapágy terhelését növeli meg a „nem várt” üzemi hatás, és az élettartamát csökkenti nagyon nagy mértékben.

A hőmérsékleti hatások okozta alakváltozások és feszültségek az egyenlőtlen hőmérsékletváltozásnak kitett szerkezetekben jelentősek lehetnek. Öntvényekben, vagy hegesztett szerkezetekben az egyenlőtlen lehűlés következtében már terheletlen állapotban is nagy feszültségek ébredhetnek.

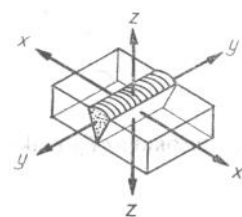
A továbbiakban a hegesztett kötések technológiájánál és szerkezeti kialakításánál figyelembe veendő alapvető szempontokat ismertetjük.

A hőmérsékleti hatások figyelembevétele nagyon lényeges a hegesztett kötések készítésénél. A hegesztésnél keletkező hő hatására az anyag kitágul, lehűléskor összehúzódik. A legnagyobb mérvű alakváltozás a hegesztés helyének közepére korlátozódik a távolabb levő kisebb hőmérsékletű anyagzónák az alakváltozásoknak ellenállnak, és ez a felhevített anyagrészekben nyomó- vagy húzófeszültséget ébreszt.

Ha a nyomófeszültség túllépi az anyag folyáshatárát, úgy zömítés formájában jelentkező helyi jellegű képlékeny alakváltozás keletkezhet. A szerkezet lehülésekor az eredeti állapotba nem tud visszatérni, mivel a zömítés ezt megátalja, ezért ezeken a helyeken húzófeszültségek keletkeznek.

A hő hatására létrejövő alakváltozásokat a varrathoz viszonyított tengelyrendszerben a 7.20. ábra szemlélteti.

A keresztirányú zsugorodás az x tengellyel párhuzamos irányban jön létre, a hosszirányú zsugorodás az y tengellyel párhuzamos irányban jelentkezik, a vastagsági zsugorodás a z tengellyel párhuzamos irányban keletkezik. A vastagsági zsugorodást 25 mm lemezvastagságig figyelmen kívül lehet hagyni.



7.20. ábra. Varratoknál létrejövő alakváltozások

A legveszélyesebb hatású zsugorodás a keresztirányú; ennek nagysága a bevitt hőmennyiségtől, a varrat fajtájától, a varrathézag alakjától, a rétegek számától, a varrathossztól és a befogástól függ. A különböző bizonytalan értékekkel való számítás nem ad minden esetben valós képet. Ezért ajánlatos a tapasztalati úton nyert értékeket alapul venni.

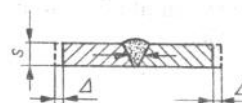
A hegesztésnél a keresztirányú zsugorodásból létrejövő mozgások szabad érvényesülését nem szabad megakadályozni, mert az ébredő feszültségek a gyök repedését idézhetik elő.

Egy 60°-os, 2 mm-es gyökhézaggal kialakított V varrat kézi ívhegesztés után mért keresztirányú zsugorodását a 7.21. ábra mutatja.

A 7.22. ábra különböző varratalakokra, kézi ívhegesztéssel és fél-automatikus, fedőporos hegesztéssel készült tompavarratokon végzett vizsgálatot szemléltet (Bizinger szerint).

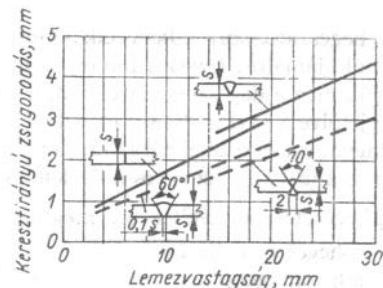
A keresztirányú zsugorodás legjobban akkor észlelhető, amikor a mozgásukban nem akadályozott lemezek kifordulnak.

A keresztirányú zsugorodás számításai képleteiben csak a hegesztési eljárásokból adódó tényezőket szokták figyelembe venni. A számítások csak az akadálytalan zsugorodás esetére érvényesek.



	mm					
s	4	8	12	16	20	
2Δ	0,9	1,3	1,8	2,3	2,6	

7.21. ábra. Keresztirányú zsugorodás mértéke



--- Kézi ívhegesztés bevont elektródával
 — Félautomatikus, poralatti hegesztés

7.22. ábra. Varratok keresztirányú zsugorodása

Malisius szerint:

$$\Delta b = 1,3 \left(0,6\lambda_1 k \frac{A}{s} + \lambda_2 b' \right),$$

ahol

Δb a keresztirányú zsugorodás, $\lambda_1 = 0,0044$ és a $\lambda_2 = 0,093$, a munkadarab és a hegesztési varrat hőtágulásra vonatkozó gyakorlatilag meghatározott tényezője;

A a varrat keresztmetszete, beleértve a dudort is mm^2 ,

s a lemezvastagság, mm;

b' az illesztési hézag közepes szélessége, mm;

k a különféle hegesztési eljárásokhoz szükséges hőmennyiség arányszáma. Pl. $k = 50$ bevont elektródával való hegesztésnél, vagy $k = 73$ gázhegesztésnél.

A hosszirányú zsugorodás általában a vékonyabb lemezek hegesztésénél okoz problémát, mivel a varrat közelében a lemez kihajlik. A vastagabb lemezek és merev szerkezetek esetében lényegesen kisebb a hosszirányú zsugorodás veszélye.

Tompavarrat esetében a zsugorodás értéke általában kb. 0,3...1 mm/m.

Speciális esetekben, ha a zsugorodás mértékét nagyobb pontossággal kívánjuk megadni, célszerű próbahegesztést végezni és a zsugorodás mértékét kísérletekkel megállapítani.

Nagyon fontos a hegesztési sorrendterv, és a hegesztési munkarend meghatározása.

A hegesztési sorrendterv elkészítése minden nagyobb hegesztési munkánál ajánlatos. Egyszerűbb esetekben megfelelő, ha a kiviteli rajzon adjuk meg a hegesztés sorrendjét, a varratokon számmal és nyílakkal megjelölve a varratkészítés menetét.

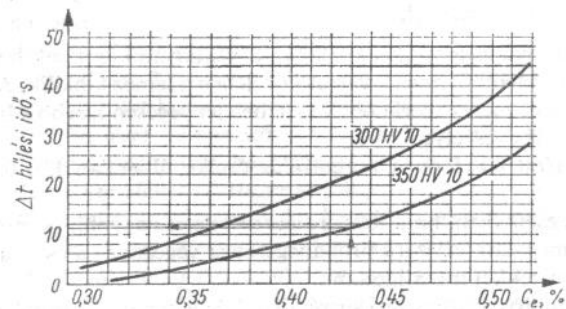
Nagyobb szerkezeteknél célszerű a rajzokhoz csatolt táblázatokban beszámozva megadni az egyes műveletek sorrendjét.

A hegesztési sorrendtervben meg kell adni:

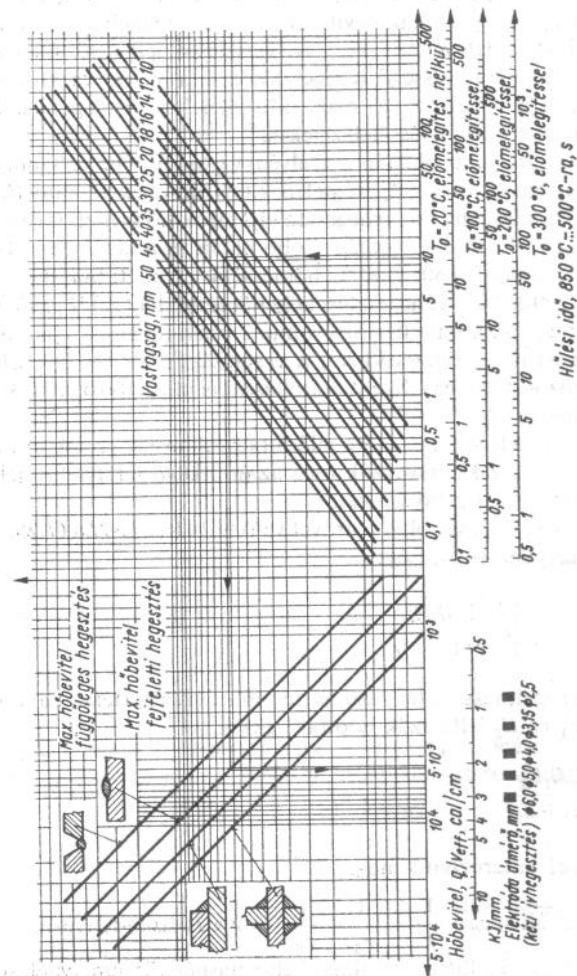
- a hegesztési eljárást,
- a hozanyagot,
- a munkán dolgozó hegesztők számát (egyes esetekben minősítésüket is),
- a munka elvégzéséhez szükséges készülékeket, és szerszámokat,
- a munkasorrendet (hegesztés, fűzés, forgatás),
- a varrathézag alakját,
- a hegesztés sorrendjét (hegesztési irányt),
- esetleg vázlatokkal és megjegyzésekkel kiegészítve (hőkezelés, hegesztők száma stb.)

A hegesztési munkarend meghatározását a hegesztés hőfolyamatbeli edződési hajlamának elkerülése határozza meg. A 7.23. ábrán a szükséges hűlési idő (Δt) határozható meg az ún. karbon egyenértékes ismeretében. A Δt idő a hegesztési hőfolyamat szakaszában 850-ról 500 °C-ra való lehűlés idejét jelenti s-ben.

A hőhatásövezet 850...500 °C hőmérséklet közötti hűlési sebességét a hegesztés fajlagos hőbevitel (cal/cm, ill. kJ/mm), a hőelvezetés iránya (a varrat helyzete), a szerkezeti elem vastagsága és a hegesztés helyének hőmérséklete határozza meg. Ezek összefüggéseit a 7.24. ábra tartalmazza. Az ábra bal oldalának tengelyén a hegesztési hőbevitel



7.23. ábra. Hűlési idő az ún. karbon egyenértékes függvényében



7.24. ábra. Hegesztési munkarend és a hegesztési hely jellemzői közötti kapcsolat

$\left[\frac{q}{v_{\text{eff}}} \right] \left(\frac{\text{cal}}{\text{cm}}, \text{ ill. SI-ben } \frac{\text{kJ}}{\text{mm}} \right)$ és a varratok alakja (négy hővezetési irányú sarokvarrat, három hővezetési irányú sarokvarrat, töltővarrat és gyökvarrat) szerepel. A hőbevitelt tartalmazó tengelyen a különböző átmérőjű elektróddal végzett kézi ívhegesztésre jellemző hőbevitel, továbbá az átlagos ügyességű ívhegesztőtől – a varrat megfolyásának veszélyét kizárva – elvárható max. hőbevitel is szerepelnek függőleges és fej feletti hegesztési helyzetekre.

A 7.24. ábra jobb oldalán a szelvényvastagság (10...50 mm) található. Az 50 mm-es vastagság végtelen kiterjedésűnek tekinthető, ezért ezenfelül a vastagságnak az ívhegesztő eljárások hőbeviteli tartományában már nincs jelentősége. Az ábra jobb oldali részének egymáshoz képest eltolt tengelyén a 850...500 °C hőmérséklet közötti hűlési idő szerepel 20, 100, 200 és 300 °C hegesztési hely hőmérséklet (T_0) függvényében. Összegezve: a 7.24. ábra a hegesztési munkarend (hegesztés paraméterei és a hegesztési hely hőmérséklete), a vastagság, a varrat helyzete és a hűlési idő között levő, egyébként számítással is meghatározható kapcsolatot tartalmazza.

A nagy terhelésű pont- és vonalérintkezésű testek esetén ún. *Hertz-féle* összefüggésekkel határozzuk meg az érintkező felületekre jellemző feszültségeket és alakváltozásokat.

Két r_1 és r_2 sugarú golyó F erővel való terhelése esetén (7.25. ábra):
A legnagyobb feszültség:

$$\sigma_H = -\frac{1}{\pi} \sqrt[3]{\frac{1,5FE^2}{r^2(1-\nu^2)^2}}$$

ahol az E a rugalmassági tényező harmonikus középértéke, ha a golyók anyagaira E_1 és E_2 jellemzők adottak, akkor

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$$

összefüggéssel határozható meg,

r az ún. redukált sugár $\frac{1}{r} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}$ és ν a *Poisson*-tényező.

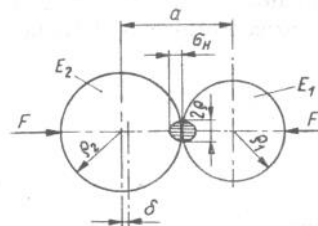
Az érintkezési felület a rugalmas belapulásnál kör, amelynek sugara:

$$\varrho = \sqrt[3]{\frac{1,5(1-\nu^2)Fr}{E}}$$

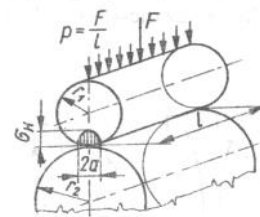
A belapulás következtében a középpontok δ értékkel közelednek egymáshoz:

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{2,25(1-\nu^2)^2F}{E^2r}}$$

Golyó és síkfelület esetén is alkalmazhatók az összefüggések a következő – az érintkező felületek természetéből származó – értelmezéssel: $\frac{1}{r_2} = \frac{1}{\infty} = 0$, tehát $r = r_1$.



7.25. ábra. Golyók összenyomásánál meghatározható jellemzők



7.26. ábra. Hengerek összenyomásánál meghatározható jellemzők

Két r_1 és r_2 sugarú és l hosszúságú henger F erővel terhelése esetén (7.26. ábra):

A legnagyobb feszültség:

$$\sigma_H = -\sqrt{\frac{FE}{2\pi r l (1-\nu^2)}}$$

ahol az egyes jellemzők értelmezése megfelel a két gömbnél már említetttel. A belapulás ebben az esetben téglalap keresztmetszetű, ahol

$$a = \sqrt{\frac{8(1-\nu^2)Fr}{\pi E l}}$$

Henger és síkfelület esetére is érvényesek az előző összefüggések az

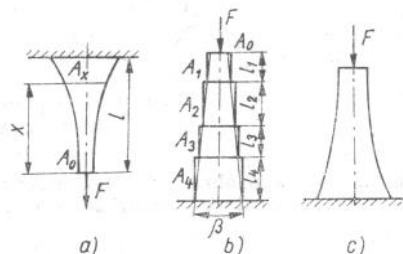
$$\frac{1}{r_2} = \frac{1}{\infty} = 0 \text{ feltétellel.}$$

A *Hertz-féle* összefüggéseket többek közt felhasználjuk a dörzshajtás méretezéséhez, a gördülőcsapágyak jellemzőinek meghatározásához, a fogaskerekek felszíni szilárdságának vizsgálatához.

Megfelelő keresztmetszet-kialakítással elérhetjük, hogy a húzott vagy nyomott rúd F erővel terhelése esetén bármelyik keresztmetszetben azonos nagyságú σ feszültség ébredjen. A 7.27a ábra tetszőleges (x) helyén a keresztmetszet függvénye:

$$A_x = A_0 e^{\frac{\gamma}{\sigma_{\text{meg}}} x} \text{ alakú,}$$

ahol $A_0 = \frac{F}{\sigma_{\text{meg}}}$, γ a test anyagának fajsúlya és σ_{meg} a még megengedhető húzófeszültség. Ha a rudat forgástestként készítjük el, akkor a meridián görbe logaritmikus lesz. A gyakorlatban ezt az egyenszilárdságú alakot — az olcsóbb elkészítés miatt — hengeres és kúpos kialakítás-



7.27. ábra. Húzott és nyomott oszlopkialakítások

sal közelítjük. A 7.27c ábra nyomóigénybevételű oszlopkialakítást mutat be, az építészet ezt a formát gyakran alakítja ki különböző gyakorlati megoldásoknál. A b ábra nyomóigénybevételű hengeres és kúpos (vékony vonallal jelölt) kialakítást mutat be. A szükséges keresztmetszetek rendre:

$$A_0 \cong \frac{F}{\sigma_{\text{meg}}};$$

$$A_1 \cong \frac{F}{\sigma_{\text{meg}} - \gamma l_1};$$

$$A_2 \cong \frac{F + \gamma A_1 l_1}{\sigma_{\text{meg}} - \gamma l_2};$$

$$A_3 \cong \frac{F + \gamma A_1 l_1 + \gamma A_2 l_2}{\sigma_{\text{meg}} - \gamma l_3} \text{ stb.}$$

A vékony vonallal jelölt kúposkialakítás természetesen jobban közelíti meg az egyenszilárdságú alakot. Megjegyezzük, hogy $\beta \approx 10^\circ$ -ig az ilyen kúpos alakban a feszültségeloszlás még egyenletesnek tekinthető a húzott (és nyomott) rudakban.

A csővezetékek és a tartályok terhelése alapvetően a közeg belső túlnyomásából származó húzóigénybevétel. Ez alapján határozható meg az ébredő feszültség. Így például a vékony falú, belső túlnyomásra igénybe vett tartály (csővezeték) falában ébredő feszültséget az ún. kazánformula segítségével határozzuk meg. A méretező összefüggés (levezetés nélkül):

$$\sigma_t = \frac{pd}{2s} \quad \text{és} \quad \sigma_t \cong \sigma_{\text{meg}}$$

σ_t a tangenciális feszültség (a falban ébredő érintőleges feszültség)
 p a belső nyomás
 d a belső átmérő
 s a falvastagság.

Hosszirányú húzófeszültség is ébred:

$$\sigma_{\text{hz}} = \frac{pd}{4s}$$

ahol σ_{hz} a kazánfalban ébredő hosszirányú feszültség értéke, és fele a σ_t -nek.

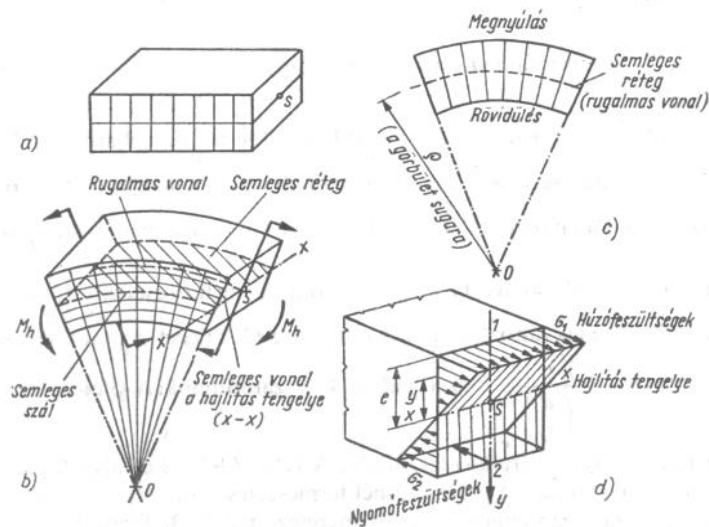
A fenti képletek csak $\frac{s}{d} < 0,1$ esetekre alkalmazhatók. A vastag falú $\frac{s}{d} = 0,1$ szerkezeti kialakításra alkalmazva már 12%-os a biztonság rovására vonatkozó hibával kell számolnunk. Ha pedig pl. $\frac{s}{d} = 0,4$

akkor már 50%-os a hiba értéke. Ezért a vastag falú esetekre $\left(\frac{s}{d} \cong 0,1\right)$ az állandó alakváltoztató munka elmélete (3. fejezet) alapján levezetett $\sigma_{\text{red}} = p \frac{\sqrt{3}}{1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2}$ összefüggéssel kell számolnunk. A kifejezésben σ_{red}

a redukált (egyenértékű) feszültség. A $D = d + 2s$ (s a falvastagság), és p a belső nyomás. A méretezésnél természetesen $\sigma_{\text{red}} \cong \sigma_{\text{meg}}$ engedhető meg. Hazánkban elterjedt tartályméretezést a 25.3. fejezetben mutatjuk be.

8. Méretezés hajlításra

A 8.1a ábrán állandó keresztmetszetű rudat a két végén közös síkban fekvő azonos értékű ellentétes értelmű erőpár terheli. Ezek hatására alakul ki a hajlítói igénybevétel. Az eredetileg párhuzamos keresztmetszetek (a ábra) egymáshoz képest φ szöggel elfordulnak, de az alakváltozás után síkok és továbbra is a rugalmas vonalra merőlegesek (b és c ábrák) maradnak. Rugalmas vonal a keresztmetszetek súlypontjait összekötő rúd tengelye, amelyik a terhelés hatására meggömbül, de a terhelés megszűntével visszanyeri eredeti alakját. Azt a terhelés síkjára (M_h) merőleges síkot, amelyik a rugalmas vonalat is tartalmazza, semleges rétegnek nevezzük. Ez a réteg meggömbül, de hosszát nem változtatja meg, és



8.1. ábra. A hajlítói igénybevétel értelmezése

természetesen ez vonatkozik a rétegben fekvő semleges szálakra is. A semleges réteg egyik oldalán levő elemi szálak megnyúlnak (c ábrán pl. felette fekvő), a másik oldalán levő szálak pedig megrövidülnek (c ábrán pl. az alatta fekvő). Egy-egy szál alakváltozása (és következményeként a feszültsége is) annál nagyobb, mennél távolabb fekszik a semleges rétegtől. A semleges réteg és a keresztmetszetek síkjának metszévonalá az $x-x$ semleges vonal, amely körül a keresztmetszetek elfordulnak. Emiatt $x-x$ -et a hajlítás tengelyének nevezzük.

Az ébredő feszültség a szálak hosszváltozása következményeként a keresztmetszetek síkjára merőleges tehát σ jellegű (húzó, ill. nyomó). Meghatározása a Navier-féle:

$$\sigma_h = \frac{M_h}{I_x} y \text{ összefüggéssel történik.}$$

Az így meghatározott feszültség a hajlítás tengelyétől mért távolsággal (y -nal) egyenesen arányos, azaz lineárisan változik (8.1d ábra). A legnagyobb feszültség a legszélső szálban ébred:

$$\sigma_{h \max} = \frac{M_h}{I_x} e = \frac{M_h}{K_x},$$

ahol e a legszélső szál és a hajlítás tengelye közötti távolság (d ábra), K_x pedig a keresztmetszeti tényező ($K_x = \frac{I_x}{e}$ kifejezéssel határozható meg).

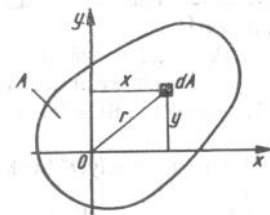
Általában a legnagyobb húzófeszültség:

$$\sigma_1 = + \frac{M_h}{I_x} e_1 \text{ és a nyomófeszültség } \sigma_2 = - \frac{M_h}{I_x} e_2.$$

Az e_1 és e_2 a szélső szálak távolsága. Ha a hajlítás tengelye ($x-x$) a keresztmetszet szimmetria tengelye, akkor $e_1 = e_2$.

A Navier-féle kifejezésben szereplő I_x a keresztmetszet (általában a síkidomok) másodrendű nyomatéka az x tengelyre. Általában a következő másodrendű nyomatékok határozhatók meg a síkidomoknál (8.2. ábra):

Az A keresztmetszetű síkidom az (x, y) koordináta síkjában fekszik. A sík-



8.2. ábra. Másodrendű nyomatékok értelmezése

idom tetszőleges dA felületelemének távolsága az x tengelytől y , az y tengelytől x , az O ponttól r . Általánosságban ez a felvétel lehet teljesen tetszőleges, de már most meg kell jegyeznünk, hogy a műszaki gyakorlatban az O -pont a tetszőleges síkidom súlypontja (S), és a hajlítási tengelyei ezen keresztül mennek. A meghatározható másodrendű nyomatékok:

1. Tengelyre vett (aequatoriális) másodrendű nyomaték
a) az x tengelyre:

$$I_x = \int_A y^2 dA,$$

vagyis a dA felületelemet szorozzuk az x tengelytől mért merőleges y távolság négyzetével, és a szorzatokat a síkidom egész A területére összegezzük (integráljuk).

b) az y tengelyre:

$$I_y = \int_A x^2 dA,$$

azaz a dA felületelemet az y tengelytől mért merőleges x távolság négyzetével szorozva a szorzatokat összegezzük.

2. Pontra vett (poláris) másodrendű nyomaték

$$I_p = \int_A r^2 dA;$$

szavakban: a dA felületelemet szorozzuk az O ponttól mért merőleges r távolság négyzetével és a szorzatokat összegezzük.

Az O pont — mint említettük — a síkidom súlypontja, tehát az O pontra vett másodrendű nyomaték tulajdonképpen a súlypontra számított másodrendű nyomatékkal azonos. A pontra számított másodrendű nyomatékokat elsősorban a csavaróigénybevételnél alkalmazzuk (lásd 10.1. táblázat).

A tengelyre számított másodrendű nyomatékok számítása alkalmas összefüggéseit tartalmazza a 8.1. táblázat. A különböző keresztmetszetek (síkidomok) x , ill. y tengelyei már nem tetszőleges ponton, hanem a síkidom súlypontján haladnak át. A táblázat megadja a szélső (a legszélső) szál hajlítástengelyétől való távolságát, és az ún. keresztmetszeti tényező is $\left(K_x = \frac{I_x}{e} \dots \text{stb.}\right)$. A másodrendű nyomaték mértékegysége: cm^4 , a keresztmetszeti tényezőé: cm^3 .

8.1. táblázat

Tengelyre számítható másodrendű nyomatékok és keresztmetszeti tényezők

Keresztmetszet	Ekvatoriális másodrendű nyomaték	Keresztmetszeti tényező
	I_x az x - x súlyponti tengelyre I_y az y - y súlyponti tengelyre	K_x az x - x súlyponti tengelyre K_y az y - y súlyponti tengelyre
1	2	3
	$I_x = \frac{b \cdot h^3}{12}$ $I_y = \frac{h \cdot b^3}{12}$	$K_x = \frac{b \cdot h^2}{6}$ $K_y = \frac{h \cdot b^2}{6}$
	$I_x = I_y = \frac{h^4}{12}$	$K_x = K_y = \frac{h^3}{6}$
	$I_x = \frac{b \cdot h^3}{36}$ $\left(e = \frac{2}{3} \cdot h\right)$	$K_x = \frac{b \cdot h^2}{24}$
	$I_x = \frac{6b^2 + 6bb_1 + b_1^2}{36(2b + b_1)} \cdot h^3$ $\left(e = \frac{1}{3} \cdot \frac{3b + 2b_1}{2b + b_1} \cdot h\right)$	$K_x = \frac{6b^2 + 6bb_1 + b_1^2}{12(3b + 2b_1)} \cdot h^2$
	$I_x = I_y = \frac{\pi \cdot d^4}{64} =$ $= 0,0491 d^4 = 0,7854 r^4 \approx 0,05 d^4$	$K_x = K_y = \frac{\pi \cdot d^3}{32} =$ $= 0,0982 d^3 = 0,7854 r^3 \approx 0,1 d^3$
	$I_x = I_y = \frac{\pi}{64} (d^4 - d_1^4) =$ $= 0,0491 (d^4 - d_1^4) = \frac{\pi}{4} (r^4 - r_1^4)$	$K_x = K_y = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d^4 - d_1^4}{d} =$ $= 0,0982 \frac{d^4 - d_1^4}{d} = \frac{\pi}{4} \frac{(r^4 - r_1^4)}{r}$
	$I_x = I_y = 0,5413 r^4$	$K_x = 0,625 r^3$ $K_y = 0,5413 r^3$

3. Két egymásra merőleges tengelyre vett ún. centrifugális másodrendű nyomatékot úgy értelmezzük, hogy mindegyik tengelytől mért merőleges távolságokat egymással és a dA felületelemmel összeszorozzuk és a szorzatokat összegezzük. Az (x, y) tengelykeresztre a centrifugális másodrendű nyomaték:

$$I_{xy} = \int_A xy \, dA.$$

A másodrendű nyomatékok értelmezéséből következik, hogy

1. tengelyre és pontra vett másodrendű nyomatékok előjele mindig pozitív, ugyanis az x , y és r a négyzetben szerepel;

2. a centrifugális másodrendű nyomaték előjele lehet mind pozitív, mind negatív az x és y előjeleitől függően.

Ha a síkidom tetszőleges O pontján átmenő x, y tengelyekre ismerjük az I_x, I_y és I_{xy} másodrendű nyomatékokat, úgy a ponton átmenő u, v tengelyekre meghatározhatjuk az I_u, I_v és I_{uv} értékeket (8.3. ábra). Ezek

rendre:

$$I_u = \frac{I_x + I_y}{2} + \frac{I_x - I_y}{2} \cos 2\alpha - I_{xy} \sin 2\alpha;$$

$$I_v = \frac{I_x + I_y}{2} - \frac{I_x - I_y}{2} \cos 2\alpha + I_{xy} \sin 2\alpha;$$

$$I_{uv} = \frac{I_x - I_y}{2} \sin 2\alpha + I_{xy} \cos 2\alpha,$$

ahol az α szögparaméter értelmezése: $a+x$ tengelyt az óramutató járásával ellentétesen α szöggel elforgatva, az u tengelybe kerül.

8.3. ábra. Különböző tengelyekre felrható másodrendű nyomatékok értelmezése

Meghatározhatjuk a síkidom tetszőleges O pontján átmenő olyan két egymásra merőleges irányt, amelyekre:

1. a centrifugális másodrendű nyomaték zérus;
2. a tengelyekre számított másodrendű nyomatékok szélső értékeket érnek el.

Ezek a tengelyek a főtengelek és az ezekre számított másodrendű nyomatékok a főmásodrendű nyomatékok. Az egyik ezek közül az 1 legnagyobb a másik a 2 legkisebb az O ponton átmenő tengelyekre számított másodrendű nyomatékok közül.

A tetszőleges $x; y$ tengelyekhez képest a főtengelek iránya

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2I_{xy}}{I_x - I_y}.$$

A legnagyobb másodrendű nyomaték:

$$I_{\max} = I_1 = \frac{I_x + I_y}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(I_x - I_y)^2 + 4I_{xy}^2}.$$

A legkisebb másodrendű nyomaték:

$$I_{\min} = I_2 = \frac{I_x + I_y}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{(I_x - I_y)^2 + 4I_{xy}^2}.$$

A másodrendű nyomatékok ábrázolásának és a főtengelekkel szöget bezáró tengelyekre való meghatározásának több módja ismert.

Mi a tehetetlenségi (inercia) ellipszis alapján meghatározhatót mutatjuk be. A 8.4. ábrán a választott koordinátatengelyek a síkidomok főtengelei. Az ábrázolásnál bevezettük az inerciasugár (i) fogalmát, amelyet a főmásodrendű nyomatékokkal (I_1 és I_2) és az A keresztmetszet nagyságával fejeztünk ki:

$$i_1 = \sqrt{\frac{I_1}{A}} \quad \text{és} \quad i_2 = \sqrt{\frac{I_2}{A}}$$

alapösszefüggéssel.

Ha a tehetetlenségi ellipszist úgy állítjuk elő, hogy középpontja azonos a síkidom súlypontjával, akkor centrális ellipszisnek nevezzük (8.4. ábra).

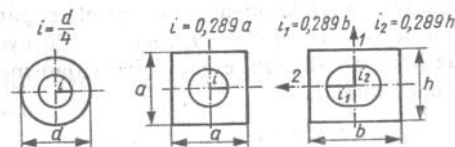
A centrális ellipszist úgy szerkesztjük meg, hogy a tengelyekre merőlegesen felmérjük a hozzájuk tartozó cm mértékegységű

$$i_1 \quad \text{és} \quad i_2$$

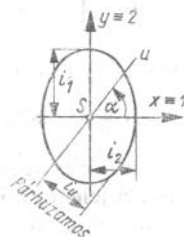
inerciasugarakat, majd megszerkesztjük az ellipszist. Az így megszerkesztett ellipsziszből tetszőleges u irányhoz tartozó inerciasugár lemérhető (i_u), majd a másodrendű nyomaték meghatározható az alapösszefüggés segítségével

$$I_u = Ai_u^2.$$

A centrális ellipszis alakja követi a síkidom alakját. A 8.5. ábrán bemutatjuk néhány szabályos síkidom centrális ellipszisé.



8.5. ábra. Szabályos síkidomok centrális ellipszise



8.4. ábra. Tehetlenségi ellipszis

Kör esetén

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{\frac{d^4 \pi}{64}}{\frac{d^2 \pi}{4}}} = \frac{d}{4} = 0,25 d.$$

Négyzet esetén

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{\frac{a^4}{12}}{a^2}} = 0,2887a.$$

Derékszögű négyszög (téglalap) esetén

$$i_1 = 0,2887b \quad \text{és} \quad i_2 = 0,2887h.$$

A kör és négyzet alakú síkidomoknál a centrális ellipszis körre fajul, ami azt jelenti, hogy valamennyi tengely főtengely, amelyekre azonos a másodrendű nyomaték értéke is. A síkidomok szimmetriatengelye mindig főtengely, ezért a kétszeresen szimmetrikus síkidomoknak nemcsak a súlypontja meghatározott, hanem a főtengelyei is. Megjegyezzük, hogy ez nemcsak egyszerű, hanem összetett síkidomokra is vonatkozik.

Az előzők során tetszőleges síkidomponton átmenő tengelyek esetén értelmeztünk összefüggéseket a másodrendű nyomatékok között. Statikai megfontolások alapján könnyen bizonyítható, hogy a hajlítás tengelye mindig a keresztmetszet (a síkidom) eredő súlypontján megy keresztül.

Ezért a keresztmetszetet alkotó részídomok másodrendű nyomatékának számítására új összefüggésre van szükség. Erre vonatkozik az egyik legfontosabb kapcsolat a tengelyre vett másodrendű nyomatékok között; a *párhuzamos tengelyek tétele* (8.6. ábra).

8.6. ábra. Párhuzamos tengelyek tétele

Az A területű síkidom S súlypontján átmenő tetszőleges tengelyére a másodrendű nyomaték értéke I_s . Keresztlük a súlyponton átmenő tengellyel párhuzamos és tőle t távolságban levő x tengelyre az I_x másodrendű nyomaték értékét (az x tengely az összetett síkidom eredő súlypontján megy keresztül). Ennek kifejezése:

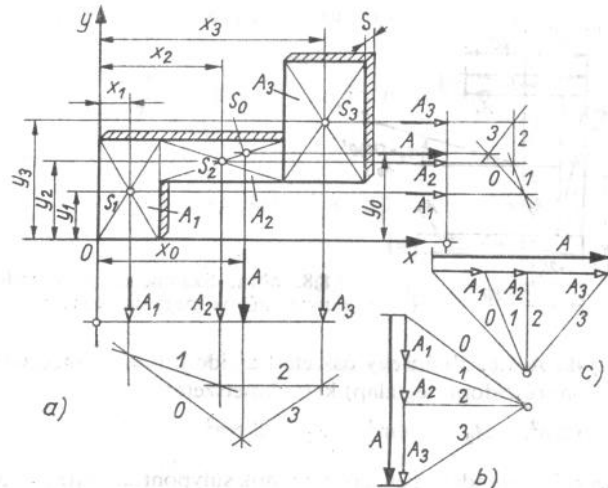
$$I_x = I_s + At^2.$$

Tehát: egy síkidomnak az S súlyponton átmenő, egyébként tetszőleges irányú tengelyével párhuzamos és tőle t távolságban fekvő tengelyére a másodrendű nyomaték értékét megkapjuk, ha a súlypontra számított I_s másodrendű nyomaték értékéhez hozzáadjuk a két párhuzamos tengely közti t távolság négyzetének a síkidom A felületével való szorzatát.

A tételből következik, hogy egy síkidomnak legkisebbek a saját súlyponti tengelyeire számított másodrendű nyomatékai.

A párhuzamos tengelyek tétele csak olyan két tengely másodrendű nyomatéka között állapít meg kapcsolatot, melyek közül az egyik átmege a síkidom saját súlypontján, a másik tetszőleges lehet, de mint azt már az előzőekben megemlítettük általában az összetett síkidom eredő súlypontján megy át.

Az előzők gyakorlására példákat mutatunk be. A 8.7. ábrán összetett síkidom súlypontjának meghatározása látható szerkesztéssel. A szerkesztés lényege, hogy két egymásra merőleges irányba (ezeket érdemes a saját munkánk megkönnyítése érdekében „célszerűen” felvenni) a rész-



8.7. ábra. Összetett síkidom súlypontjának meghatározása

idomok keresztmetszeteinek (A_1, A_2, \dots, A_i) mint párhuzamos hatásvonalú erőrendszer eredőjét meghatározzuk, és a kötélábra eredő irányok (x és y) kimetszik az „eredő” súlypontot: $[S_0(x_0; y_0)]$. A feladat számítással való megoldása a nyomatéki tétellel történik. Ennek lényege,

hogy az eredő nyomatéka tetszőleges pontra megegyezik az összetevők nyomatékával. A „tetszőleges pont” felvételénél érdemes a 8.7. ábrán látható koordináta rendszer O pontját választani.

A két súlypont koordináta $S_0(x_0; y_0)$:

$$x_0 = \frac{A_1 x_1 + A_2 x_2 + A_3 x_3}{A_i}$$

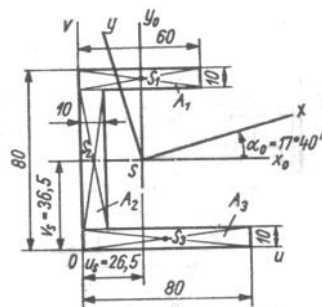
és

$$y_0 = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2 + A_3 y_3}{A_i}$$

ahol

$$A_i = \sum_i A_i = A_1 + A_2 + A_3.$$

A súlyponton átmenő tengelyekre meghatározhatók az előzőekben tárgyalt másodrendű nyomatékok. A következő példán ezt számszerűen



8.8. ábra. Számpélda a másodrendű nyomatékok meghatározására

is bemutatjuk. A 8.8. ábrán egy összetett síkidom (keresztmetszet) látható. A három részidom (téglalap) keresztmetszete:

$$A_1 = 6 \text{ cm}^2, \quad A_2 = 6 \text{ cm}^2, \quad A_3 = 8 \text{ cm}^2.$$

Az u, v , koordináta-rendszerben a részidomok súlypontjai: $S_1(u_1 = 3 \text{ cm}; v_1 = 7,5 \text{ cm})$; $S_2(u_2 = 0,5 \text{ cm}; v_2 = 4 \text{ cm})$, $S_3(u_3 = 4 \text{ cm}; v_3 = 0,5 \text{ cm})$.

Az összetett síkidom eredő súlypontja számítással:

$$u_s = \frac{A_1 v_1 + A_2 v_2 + A_3 v_3}{A_1 + A_2 + A_3} = \frac{18 + 3 + 32}{6 + 6 + 8} = \frac{53}{20} = 2,65 \text{ cm}$$

és

$$v_s = \frac{A_1 u_1 + A_2 u_2 + A_3 u_3}{A_1 + A_2 + A_3} = \frac{45 + 24 + 4}{20} = \frac{73}{20} = 3,65 \text{ cm}.$$

Az u és v tengelyekkel párhuzamos x_0 és y_0 egymásra merőleges tengelyekre számítható másodrendű nyomatékok a részidomok Steiner-tétellel meghatározható inercia-nyomatékainak az összege:

$$I_{x_0} = I_{1x_0} + I_{2x_0} + I_{3x_0}$$

és

$$I_{y_0} = I_{1y_0} + I_{2y_0} + I_{3y_0},$$

ahol:

$$I_{1x_0} = \frac{6 \cdot 1^3}{12} + 6 \cdot 1 \cdot 3,85^2 = 0,5 + 89 = 89,5 \text{ cm}^4;$$

$$I_{2x_0} = \frac{1 \cdot 6^3}{12} + 1 \cdot 6 \cdot 0,35^2 = 18 + 0,7 = 18,7 \text{ cm}^4;$$

$$I_{3x_0} = \frac{8 \cdot 12^3}{12} + 8 \cdot 1 \cdot 3,15^2 = 0,7 + 79,3 = 80 \text{ cm}^4$$

és

$$I_{1y_0} = \frac{1 \cdot 6^3}{12} + 6 \cdot 1 \cdot 0,35^2 = 18 + 0,7 = 18,7 \text{ cm}^4;$$

$$I_{2y_0} = \frac{6 \cdot 1^3}{12} + 6 \cdot 1 \cdot 2,15^2 = 0,5 + 27,8 = 28,3 \text{ cm}^4;$$

$$I_{3y_0} = \frac{1 \cdot 8^3}{12} + 8 \cdot 1 \cdot 1,35^2 = 42,8 + 1,46 = 57,4 \text{ cm}^4.$$

Tehát:

$$I_{x_0} = 89,5 + 18,7 + 80 = 188,2 \text{ cm}^4$$

és

$$I_{y_0} = 18,7 + 28,3 + 57,4 = 104,4 \text{ cm}^4.$$

Hogy az x_0 és y_0 tengelyek fő-tengelyek-e, azt a centrifugális másodrendű nyomatékok összegéből állapítjuk meg:

$$I_{x_0 y_0} = I_{1x_0 y_0} + I_{2x_0 y_0} + I_{3x_0 y_0}.$$

A részidomok s súlypontra vonatkozó centrifugális másodrendű nyomatékainak számításánál az egyes koordináták előjeleit a 8.8. ábra segítségével értelmezzük:

$$I_{1x_0y_0} = 6 \cdot 1 \cdot (+3,85)(+0,35) = 8,1 \text{ cm}^4;$$

$$I_{2x_0y_0} = 6 \cdot 1 \cdot (+0,35)(-2,15) = -4,5 \text{ cm}^4;$$

$$I_{3x_0y_0} = 8 \cdot 1 \cdot (+3,15)(-1,35) = -34,0 \text{ cm}^4.$$

$$\text{Tehát: } I_{x_0y_0} = 8,1 - 4,5 - 34,0 = -30,4 \text{ cm}^4.$$

Mivel az így számított érték nem zérus, ezért az x_0, y_0 tengelyek nem lehetnek fő tengelyek. Ezekhez képest a fő tengelyek irányát a

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2I_{x_0y_0}}{I_{x_0} - I_{y_0}} = -\frac{2(-30,4)}{188,2 - 104,4} = 0,726$$

összefüggés adja meg. Ebből $2\alpha_0 = 35^\circ 20'$ és $\alpha_0 = 17^\circ 40'$. A fő tengelyek irányát ($x; y$) berajzoltuk a 8.8. ábrán.

A legnagyobb másodrendű nyomaték:

$$I_1 = I_x = \frac{I_{x_0} + I_{y_0}}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(I_{x_0} - I_{y_0})^2 + 4I_{x_0y_0}^2}$$

$$I_x = \frac{188,2 + 104,4}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(188,2 - 104,4)^2 + 4(-30,4)^2} = 198,07 \text{ cm}^4.$$

A legkisebb másodrendű nyomaték:

$$I_2 = I_y = \frac{I_{x_0} + I_{y_0}}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{(I_{x_0} - I_{y_0})^2 + 4I_{x_0y_0}^2}$$

$$I_y = \frac{188,2 + 104,4}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{(188,2 - 104,4)^2 + 4(-30,4)^2} = 94,53 \text{ cm}^4.$$

A centrális ellipszis megszerkesztése az inerciasugarak ismerete alapján:

$$i_1 = \sqrt{\frac{I_1}{A_1 + A_2 + A_3}} = \sqrt{\frac{198,07}{20}} = 3,15 \text{ cm}$$

és

$$i_2 = \sqrt{\frac{I_2}{A_1 + A_2 + A_3}} = \sqrt{\frac{94,53}{20}} = 2,18 \text{ cm}.$$

A szerkesztést a 8.9. ábra mutatja. Az ábrán a centrális ellipszist $\alpha_0 = 17^\circ 40'$ -el az óramutató járásával megegyezően elforgattuk. A továbbiakban a tetszőleges irányba a másodrendű nyomaték, (ill. az inerciasugar) meghatározása ehhez képest történik. A példánál az x_0, y_0 tengelyre határoztuk meg az inerciasugar és az inercianyomaték értékeit. Ezek meghatározása egyben az eljárás pontosságának ellenőrzésére is alkalmasak:

A 8.9. ábra alapján $i_{x_0} = 3,05 \text{ cm}$

és $i_{y_0} = 2,3 \text{ cm}$ tehát:

$$I_{x_0} = A i_{x_0}^2 = 20 \cdot 3,05^2 = 186,05 \text{ cm}^4$$

és

$$I_{y_0} = A i_{y_0}^2 = 20 \cdot 2,3^2 = 105,8 \text{ cm}^4.$$

Természetesen az eredmény pontossága, a szerkesztés pontosságától (az ellipszis szerkesztéstől, a nagyítástól, a leolvasástól) nagymértékben függ.

Vannak olyan esetek, amikor az összetett keresztmetszet másodrendű nyomatékának eredője az összetevők felbontása után egyszerű módszerrel meghatározhatók. A 8.2. táblázat különböző keresztmetszetre mutat be felbontási és meghatározási lehetőségeket. Hasonló elv alapján készülnek a kézikönyvek és zsebkönyvek másodrendű nyomaték összeállításai.

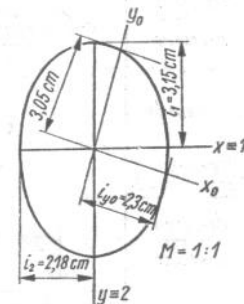
Megjegyezzük, hogy a gépészetben használatos különböző szelvényű elemek jellemzőit a szabvány táblázatok tartalmazzák.

A hajlítógénybevétel okozta alakváltozás a rúd meggyöngyülésében mutatkozik meg (8.1.c) és a 8.10.a) ábra). A rugalmasan meggyöngyült rúd alakváltozásának kiszámítására az

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{IE}$$

összefüggés alkalmazható, ahol ρ a görbület sugarát jelenti.

A tiszta (az erőpár okozta) hajlítás esetén ($M_{hj} = \text{konst.}$) a görbületi sugár állandó érték, tehát körív alakú a rugalmas tengely alakja. Ha nem erőpár okozza a hajlítást, úgy a görbületi sugár értéke nem állandó a rugalmas tengely mentén, hanem a meghatározás helyének függvénye és azon a helyen a simuló kör sugarának felel meg.

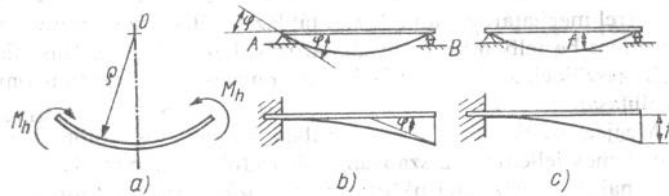


8.9. ábra. Centrális ellipszis szerkesztése

8.2. táblázat

Összetett keresztmetszetek másodrendű nyomatékának meghatározása

Összetett keresztmetszet			
Szétbontás			
Eredő inercianyomaték	$I_x = I_1 + I_2$	$I_x = I_1 - I_2$	$I_y = I_x = I_1 - I_2$
Összetett keresztmetszet			
Szétbontás			
Eredő inercianyomaték	$I_x = I_1 + I_2 + I_3$	$I_x = I_1 - 2I_2$	$I_x = 2I_1 + I_2 - I_3$



8.10. ábra. Alakváltozások a hajlítóigénybevételnél

Az IE szorzatot hajlítómerevségnek nevezzük, és az anyagtól és a szerkezeti kialakítástól (a másodrendű nyomatéktól) függ az értéke. A 8.3. táblázatban azonos anyagú és keresztmetszetű, de különböző falvastagságú (szerkezeti kialakítású) elemeket hasonlítunk össze a négyzetkeresztmetszetű idomhoz viszonyítva. A hajlítómerevségüket és a keresztmetszeti tényezőjüket kifejező viszonyszámukat számszerűen adtuk meg. Az értékek első tekintetre meglepőek, de ha utána gondolunk a másodrendű nyomaték értelmezésének, úgy a vizsgált keresztmetszetek ebből a szempontból nagyon is különbözőek. A vizsgálatnál I. a tömör négyzetkeresztmetszet, II. a zárt szelvény középlemezéből, III. a zárt szel-

8.3. táblázat

Különböző szerkezetű elemek összehasonlítása a keresztmetszeti tényező és a hajlítómerevség alapján

Alak és szerkezeti kialakítás. A keresztmetszet azonos nagyságú: $A = 36 \text{ cm}^2$				
	I.	II.	III.	IV.
A keresztmetszeti tényező viszonyszáma	1	2,73	9,9	90,05
A hajlítómerevség viszonyszáma	1	4,56	50,005	642,39

vény finom lemezből, IV. a duplafalú zárt szelvény (szendvics jellegű) kialakítást jelent.

A hajlításra igénybevett szerkezeti elemek nagyrésze visszavezethető kéttámaszú vagy befogott tartó vizsgálatára. A tartók terhelései alapján és a geometriai kialakítás szerint különböző szerkesztési és számítási eljárások ismeretesek a reakcióerők, a hajlítónyomatékok, a nyíróerők és az alakváltozások meghatározására. Ezeket részletesen nem ismeretjük, csak utalunk a közölt irodalom megfelelő fejezeteire, amelyek részletesen ismertek az elterjedt elméleti és gyakorlati módszereket és eljárásokat. E könyvben a 8.4. táblázatba foglaltuk össze a gyakorlatban legsűrűbben előforduló tartó kialakításokat, ezek terheléseit, a hajlítónyomatékok ábráit, a legnagyobb nyomaték és az alakváltozások meghatározására való kifejezéseket és az alakváltozás, a rugalmas szál várható alakját. Megjegyezzük, hogy nincs ellentmondás a hajlítóigénybevétel alakváltozásánál említett meggörbülési jelenség és a táblázatban megadott alakváltozási jellemzők között. Matematikailag bizonyítható, hogy a rugalmas szál alakjára vonatkozó görbületi sugár kifejezése az

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{IE}$$

felírható

$$\frac{d^2y}{dx^2} = -\frac{M}{IE} \quad \text{alakban.}$$

8.4. táblázat

Tartószerkezetek

	A tartó kialakítása és terhelése Nyomatéki ábra, rugalmas szízi alakja	Reakció erők, nyomatékok	Alakváltozások (elmozdulás, elfordulás)
1		$B = F$ $M_{max} = F \cdot l$	$f_{max} = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot I \cdot E}$ $\operatorname{tg} \alpha_{(x=0)} = \frac{F \cdot l^2}{2 \cdot I \cdot E} = \frac{3}{2} \cdot \frac{f}{l}$
2		$A = B = \frac{F}{2}$ $M_{max} = \frac{F \cdot l}{4} = M_C$	$f_{max} = \frac{F \cdot l^3}{48 \cdot I \cdot E}$ $\operatorname{tg} \alpha_{(x=l/2)} = \frac{F \cdot l^2}{16 \cdot I \cdot E} = 3 \cdot \frac{f}{l}$
3		$A = F \cdot \frac{b}{l}; B = F \cdot \frac{a}{l}$ $M_{hmax} = M_C = \frac{F \cdot l \cdot a \cdot b}{l^2}$	$f = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot I \cdot E} \cdot \frac{a^2 \cdot b^2}{l^4}$ $f_m = f \cdot \frac{l+b}{3b} \sqrt{\frac{l+b}{3a}}$ $x_m = a \sqrt{\frac{l+b}{3a}}$ ha $a > b$
4		$A = \frac{F}{16} F; B = \frac{11}{16} F$ $M_{max} = M_C = \frac{3}{16} \cdot F \cdot l$	$f = f_c \approx \frac{F \cdot l^3}{110 \cdot I \cdot E}$ $f_{max} = \frac{F \cdot l^3}{107 \cdot I \cdot E}$ $x_m = 0,447 \cdot l$ helyen $\operatorname{tg} \alpha_{(x=0)} = \frac{F \cdot l^2}{32 \cdot I \cdot E} = \frac{24}{7} \cdot \frac{f}{l}$

8.4. táblázat I. folytatása

5		$A = F \cdot \frac{b^2}{l^2} \left(1 + \frac{a}{2l}\right)$ $B = F \cdot \frac{a}{l} \left[1 + \frac{b}{2l} \left(1 + \frac{a}{l}\right)\right]$ $M_c = F \cdot l \cdot \frac{a}{l} \cdot \frac{b^2}{l^2} \left(1 + \frac{a}{2l}\right)$ $M_B = -F \cdot l \cdot \frac{b}{l} \cdot \frac{a}{l} \left(1 - \frac{b}{2l}\right)$	$f = \frac{F \cdot l^3}{4 \cdot I \cdot E} \cdot \frac{a^2 \cdot b^3}{l^3} \left(1 + \frac{a}{3l}\right)$ $\operatorname{tg} \alpha_{(x=0)} = \frac{F \cdot l}{4 \cdot I \cdot E} \cdot \frac{b^2 \cdot a}{l^2}$ Ha $\frac{a}{l} \geq 0,414$ $x_m = l \sqrt{\frac{\frac{a}{2l}}{1 + \frac{a}{2l}}}$ helyen $f_m = \frac{F \cdot l^3}{4 \cdot I \cdot E} \cdot \frac{b^2 \cdot x_m}{l} \cdot \frac{2}{l} \cdot \frac{a}{3} \left(1 + \frac{a}{2l}\right) \frac{x_m^2}{l^2}$ a behajlás
6		$A = B = \frac{F}{2}$ $M_{max} = M_A = M_B = M_c$ $M_{max} = \frac{F \cdot l}{8}$	$f_{max} = \frac{F \cdot l^3}{192 \cdot I \cdot E}$ $\operatorname{tg} \alpha_{(x=l/2)} = 3 \cdot \frac{f}{l}$
7		$A = F \cdot \frac{b^2}{l^2} \left(1 + \frac{2a}{l}\right)$ $B = F \cdot \frac{a^2}{l^2} \left(1 + \frac{2b}{l}\right)$ Ha $a < b$ akkor: $M_A = M_{max} = F \cdot l \cdot \frac{a}{l} \cdot \frac{b^2}{l^2}$ Ha $a > b$ akkor: $M_B = M_{max} = F \cdot l \cdot \frac{b}{l} \cdot \frac{a^2}{l^2}$ és $M_c = F \cdot l \cdot 2 \cdot \frac{a^2 \cdot b^2}{l^2 \cdot l^2}$	$f = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot I \cdot E} \cdot \frac{a^3 \cdot b^3}{l^3}$ Ha $a > b$ akkor: $f_{max} = \frac{2 \cdot F \cdot l^3}{3 \cdot I \cdot E} \cdot \frac{a^3 \cdot b^2}{l^3} \cdot \frac{(l}{1+2a})^2$ Ha $a < b$ akkor $f_{max} = \frac{2 \cdot F \cdot l^3}{3 \cdot I \cdot E} \cdot \frac{b^3 \cdot a^2}{l^3} \cdot \frac{(l}{1+2b})$
8		$B = 0$ $M = \text{constans}$	$f = \frac{M \cdot l^2}{2 \cdot I \cdot E}$

8.4. táblázat 2. folytatása

<p>9</p>	<p>$A = B = F$</p> <p>$M_{max} = M_C = M_D = F \cdot a$</p>	<p>$f = \frac{F \cdot l^3}{2 \cdot I \cdot E} \frac{a^2}{l^2} \left(1 - \frac{4}{3} \frac{a}{l}\right)$</p> <p>$f_{max} = \frac{F \cdot l^3}{8 \cdot I \cdot E} \frac{a}{l} \left(1 - \frac{4}{3} \frac{a^2}{l^2}\right)$</p>
<p>10</p>	<p>$A = B = F$</p> <p>$M_{max} = M_A = M_B = -F \cdot a$</p>	<p>$f_1 = \frac{F \cdot l^3}{8 \cdot I \cdot E} \frac{a}{l}$</p> <p>$f_2 = \frac{F \cdot l^3}{2 \cdot I \cdot E} \frac{a^2}{l^2} \left(1 + \frac{2}{3} \frac{a}{l}\right)$</p> <p>$\operatorname{tg} \alpha_{(x=0)} = 4 \frac{f_1}{l}$</p> <p>$\operatorname{tg} \alpha_{(x=a)} = 4 \frac{f_1}{l \left(1 + \frac{a}{l}\right)}$</p>
<p>11</p>	<p>$A = -F \frac{a}{l} \quad B = F \left(1 + \frac{a}{l}\right)$</p> <p>$M_{max} = F \cdot a$</p>	<p>$f_m = \frac{F \cdot l^3}{9 \sqrt{3} \cdot I \cdot E} \frac{a}{l}$</p> <p>$x_m = 0,577 \cdot l$ helyen</p> <p>$f_1 = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot I \cdot E} \frac{a^2}{l^2} \left(1 + \frac{a}{l}\right)$</p> <p>$\operatorname{tg} \alpha_{(x=0)} = \frac{F \cdot l^2}{6 \cdot I \cdot E} \frac{a}{l}$</p> <p>$\operatorname{tg} \alpha_{(x=l+a)} = \frac{F \cdot l^2}{6 \cdot I \cdot E} \frac{a}{l} \left(2 + 3 \frac{a}{l}\right)$</p>

8.4. táblázat 3. folytatása

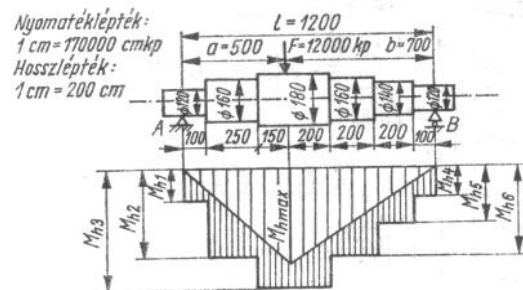
<p>12</p>	<p>$B = F = p \cdot l$</p> <p>$M_{max} = \frac{F \cdot l}{2}$</p>	<p>$f_m = \frac{F \cdot l^3}{8 \cdot I \cdot E}$</p> <p>$\operatorname{tg} \alpha_{(x=0)} = \frac{F \cdot l^2}{6 \cdot I \cdot E} = \frac{f_m}{\frac{3}{4} \cdot l}$</p>
<p>13</p>	<p>$A = B = \frac{F}{2} = \frac{p \cdot l}{2}$</p> <p>$M_{max} = \frac{F \cdot l}{8}$</p>	<p>$f_m = \frac{5 \cdot F \cdot l^3}{384 \cdot I \cdot E}$</p> <p>$\operatorname{tg} \alpha_{(x=l/2)} = \frac{F \cdot l^2}{24 \cdot I \cdot E} = \frac{16 \cdot f_m}{5 \cdot l}$</p>
<p>14</p>	<p>$A = \frac{3}{8} F; \quad B = \frac{5}{8} F$</p> <p>ahol $F = p \cdot l$</p> <p>$M_B = M_{max} = \frac{F \cdot l}{8}$</p> <p>$M_c = \frac{9}{128} F \cdot l$</p> <p>$x_c = \frac{3}{8} \cdot l$</p>	<p>$f_m = \frac{F \cdot l^3}{185 \cdot I \cdot E}$</p> <p>az $x_m = 0,4215 \cdot l$ helyen</p> <p>$\operatorname{tg} \alpha_{(x=0)} = \frac{F \cdot l^2}{48 \cdot I \cdot E}$</p>

8.4. táblázat 4. folytatása

	$A = B = \frac{F}{2} = \frac{p \cdot l}{2}$ $M_A = M_B = M_{max} = -\frac{F \cdot l}{12}$ $M_C = \frac{F \cdot l}{24}$ $f_m = \frac{F \cdot l^3}{384 \cdot I \cdot E}$ <p>az $x_1 = 0,2887 \cdot l$ helyen</p> $f_1 = \frac{4}{9} f_m$
	$A = B = \frac{F}{2} = \frac{p(l+2a)}{2}$ $M_A = M_B = -\frac{F_1 \cdot l}{8} - \frac{4 \cdot a^2}{l^2}$ <p>ahol $F_1 = p \cdot l$</p> $M_C = \frac{F_1 \cdot l}{8} \left(1 - \frac{4 \cdot a^2}{l^2}\right)$ <p>Ha $a \cong \frac{l}{\sqrt{8}}$</p> $M_{max} = M_A = M_B$ <p>Ha $a \cong \frac{l}{\sqrt{8}}$</p> $M_{max} = M_C$ $f_c = \frac{F_1 \cdot l^3}{16 \cdot I \cdot E} \left(\frac{5}{24} - \frac{a^2}{l^2}\right)$ $f_1 = \frac{F_1 \cdot l^3}{24 \cdot I \cdot E} \frac{a}{l} \left(3 \frac{a^3}{l^3} + 6 \frac{a^2}{l^2} - 1\right)$ <p>Ha $a = 0,4564 \cdot l$ akkor</p> $f_c = 0$ <p>Ha $a = 0,3747 \cdot l$ akkor</p> $f_1 = 0$ <p>Az A és B helyen</p> $\operatorname{tg} \alpha = \frac{F_1 \cdot l^2}{24 \cdot I \cdot E} \left(1 - 6 \frac{a^2}{l^2}\right)$
	$A = -\frac{F \cdot a}{2 \cdot l}$ $B = F \left(1 + \frac{a}{2 \cdot l}\right)$ <p>ahol $F = p \cdot l$</p> $M_B = M_{max} = \frac{F \cdot a}{2}$ $f_m = \frac{F \cdot l^3}{18 \sqrt{3} \cdot I \cdot E} \frac{a}{l}$ <p>$x_m = 0,577 \cdot l$ helyen</p> $f_1 = \frac{5 \cdot F \cdot l^3 \cdot a^2}{6 \cdot I \cdot E \cdot l^2} \left(1 + \frac{3 \cdot a}{4 \cdot l}\right)$ $\operatorname{tg} \alpha_{(x=0)} = \frac{F \cdot l^2}{12 \cdot I \cdot E} \frac{a}{l} \frac{1}{2} \operatorname{tg} \alpha_{(x=l)}$ $\operatorname{tg} \alpha_{(x=l+a)} = \frac{F \cdot l^2}{6 \cdot I \cdot E} \frac{a}{l} \left(1 + \frac{a}{l}\right)$

Ez a másodrendű differenciálegyenlet a rugalmas vonalra jellemző. Ennek első integrálja a rugalmas szál adott helyén az érintő szögét adja, a második integrálja a rugalmas vonal egyenletét. Mivel tartókról van szó, az érintő szöge és a rugalmas vonal alakja, meghatározza a behajlás, a lehajlás értékeit, ill. az egyes helyeken meghatározható az alakváltozásra jellemző rugalmas vonal érintő szöge (lásd 8.10b és c ábra). A 8.4. táblázatban ezeket közvetlen számításra alkalmas összefüggéseként közöltük, egyes esetekben konkrét helyeken, de vannak általános meghatározások is. A táblázat összefüggései csak prizmatikus, tehát ún. mértani testekre vonatkoznak, és nem alkalmasak szerkezeti kialakítású (változó keresztmetszetű) szerkezeti elemek jellemzőinek meghatározására.

A 8.11. ábra egy változó keresztmetszetű (tengelylépcső kialakítású), de kéttámaszú tartóra visszavezethető feladatot mutat be. A tengely adott terhelésű és geometriailag meghatározott. Anyaga A 44. és mivel forgómozgást végez, ezért Wöhler III. esetével kell számolnunk (ezt most nem bizonyítjuk, 13a fejezetben részletesen tárgyaljuk az ilyen jellegű feladatokat), így a 6.2. táblázatból $\sigma_{meg} = 750 \text{ kp/cm}^2$ értékű hajlításra. A feladatnál a reakcióerők értékei: $A = 7000 \text{ kp}$ és $B = 5000 \text{ kp}$. A legnagyobb nyomaték: $M_{h \max} = 350 \text{ 000 cm} \cdot \text{kp}$.



8.11. ábra. Változó keresztmetszetű kéttámaszú tartónyomaték ábrája

A nyomatéki ábrát léptékhelyesen rajzoltuk meg (háromszög alakú, ritka vonalkázással). A tengely valóságos kialakítása valóságos nyomatékterhelésre teszi alkalmassá, ezt fejezi ki a lépcsős nyomatéki ábra amelynek jellemzői:

$$M_{h1} = K_{x1} \sigma_{meg} = \frac{12^3 \pi}{32} 750 = 127234,5 \text{ cm} \cdot \text{kp};$$

$$M_{h2} = K_{x2} \sigma_{meg} = \frac{16^3 \pi}{32} 750 = 301592,9 \text{ cm} \cdot \text{kp};$$

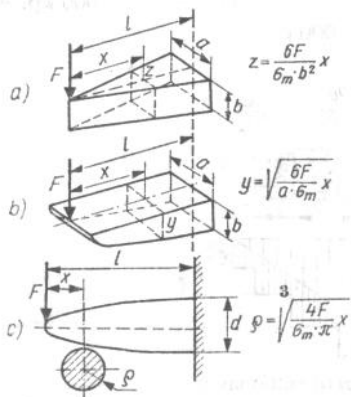
$$M_{h3} = K_{x3} \sigma_{meg} = \frac{18^3 \pi}{32} 750 = 429416,5 \text{ cm} \cdot \text{kp};$$

$$M_{h4} = M_{h1} = 127234,5 \text{ cm} \cdot \text{kp};$$

$$M_{h5} = K_{x5} \sigma_{meg} = \frac{14^3 \pi}{32} 750 = 202043,7 \text{ cm} \cdot \text{kp};$$

$$M_{h6} = M_{h2} = 301592,9 \text{ cm} \cdot \text{kp}.$$

A lépcsős kialakítás természetesen nagyobb nyomaték felvételére teszi alkalmassá a tengelyt, de erre a tengelyvállaknál valóban szükség van a feszültségtorlódás miatt (lásd 13. és 17. fejezet), azonban a többi keresztmetszetben nem kihasználta a tengely teherbírása. Ez a lépcsős kialakítás még mindig kedvezőbb, mint ha állandó átmérőjű (prizmatikus) lenne a tengely, és az is természetes, hogy a különböző szerkezeti kialakításoknak gyakorlati szerepük van.



8.12. ábra. Egyenszilárdságú befogott tartók

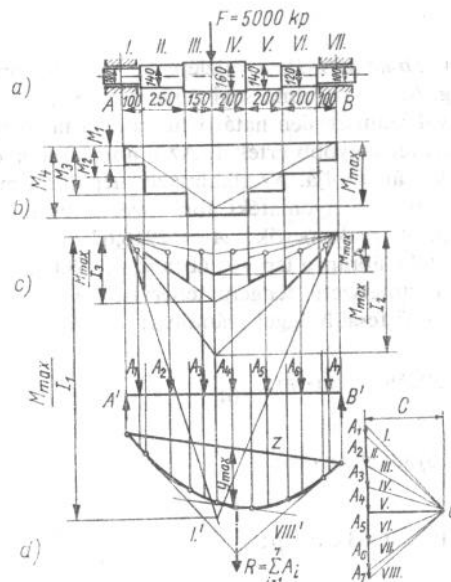
Nagyon sok esetben szükség van ún. egyenszilárdságú kialakításra. Különböző alakú és terhelésű egyenszilárdságú rudak adatai megtalálhatók az irodalomban. A 8.12. ábra ugyanarra a terhelésre különböző alakú befogott tartókialakításokat mutat be.

A változó keresztmetszetű tengelyek alakváltozásának meghatározására az ún. Mohr-féle szerkesztő eljárás terjedt el a gyakorlatban.

A kiindulás az előzőekben már tárgyalt rugalmas szál differenciálegyenlete:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = - \frac{M}{IE}.$$

Ha a tengely keresztmetszete végig állandó, úgy az egyenletben $I = \text{konst.}$, az M nyomatékfüggvény pedig a terhelés ismeretében meghatározott, mint a hely (a tartó hosszán értve) függvénye. Ezekben az esetekben a kétszeres integrálás elvégezhető, a határfeltételek segítségével az integrálási állandók meghatározhatók. Ilyen módszer alapján jutottunk a 8.4. táblázatban közölt összefüggésekhez. Bonyolultabb az eset, ha nemcsak a nyomatékfüggvény változik, hanem a tengelykialakítása miatt az I másodrendű nyomaték is.



8.13. ábra. Változó keresztmetszetű tartó alakváltozásának meghatározása szerkesztéssel

A 8.13. ábrán bemutatott adott terhelésű és geometriájú acéltengely I másodrendű nyomatéka a tengely egyes lépcsőinek megfelelően szakaszonként változik, az I függvény, tehát nem folytonos. Ilyen esetben a

Mohr-féle szerkesztő eljárással lehet meghatározni a rugalmas vonal alakját. Az eljárás lényege az, hogy a M/I értékeket a tartó terhelésének tekintjük, és erre a terhelésre a vektorábra alapján kötélgörbét (kötél-ábrát) szerkesztünk. Mivel a kötélgörbe szerkesztése kétszeres integrálással egyenértékű, ezért a megszerkesztett kötélgörbe lesz a tengely rugalmas vonala. A valóságos behajlás (vagy lehajlás) értékét az

$$f_{\max} = \frac{y_{\max}}{\eta} \text{ összefüggéssel határozhatjuk meg, ahol } y_{\max} \text{ az ábrán}$$

lemérhető behajlási metszék legnagyobb értéke (természetesen ezt a metszékét máshol is mérhetjük, nemcsak a legnagyobb helyen), és η a torzítás mértéke, mivel az ábrát, ill. jellemzőit torzítva rajzoltuk. Az η kifejezése:

$$\eta = \frac{E}{abc},$$

ahol a a tartó hosszléptéke, b az M/I ábra rajzléptéke és c a mm-ben kifejezett C pólustávolság. Az E a rugalmassági tényező értéke.

A 8.13. ábra adataival számszerűen határoztuk meg a tartó rugalmas vonalát, és a behajlás legnagyobb értékét. Az a ábra a geometriai meghatározást és a terhelést ábrázolja. Az alkalmazott lépték: $1 \text{ mm} \cong \cong 2,5 \text{ cm}$ ($a = 2,5$). A b ábrán a nyomatéki ábrát szerkesztettük meg $M_{\max} = 145833,5 \text{ cm} \cdot \text{kp}$. A reakcióerők: $A = 2916,67 \text{ kp}$ és $B = 2083,33 \text{ kp}$. A nyomatéki ábrán a lépcsős ábra az előző feladathoz hasonlóan a változó keresztmetszetű tengely téherviselő nyomatékait adja meg $\sigma_{\text{meg}} = 400 \text{ kp/cm}^2$ feszültséggel számolva:

$$M_1 = \frac{10^3 \pi}{32} 400 = 39269,91 \text{ cm} \cdot \text{kp};$$

$$M_2 = \frac{12^3 \pi}{32} 400 = 67858,4 \text{ cm} \cdot \text{kp};$$

$$M_3 = \frac{14^3 \pi}{32} 400 = 107756,63 \text{ cm} \cdot \text{kp};$$

$$M_4 = \frac{16^3 \pi}{32} 400 = 160849,54 \text{ cm} \cdot \text{kp}.$$

Az M/I ábrát a 8.5. táblázat alapján könnyen megrajzolhatjuk. Az M/I ábra alapján, ill. a táblázat felhasználásával meghatározhatjuk az M/I terhelés eredőit (A_1, A_2, \dots, A_7), ezek az „erők” (tulajdonképpen az

8.5. táblázat

Az M/I ábra szerkesztéséhez szükséges adatok

A vizsgált rúdszakasz és határa	$\varnothing d$, mm	I , cm ⁴	M , cm·kp	M/I kp/cm ³	A vizsgált szakaszban az M/I ábra		
					alapja, cm	középmagassága, kp/cm ²	területe, kp/cm ²
I bal	100	490,9	0	0	10	29,71	A_1 297,1
			29166,7	59,42			
II bal	140	1885,8	29166,7	15,47	25	34,8	A_2 870
			102083,5	54,13			
III bal	160	3217	102083,5	31,73	15	38,53	A_3 577,95
			145833,5	45,33			
IV bal	160	3217	145833,5	45,33	20	38,86	A_4 777,1
			104166,5	32,38			
V bal	140	1885,8	104166,5	55,24	20	44,19	A_5 883,8
			62499,9	33,14			
VI bal	120	1017,9	62499,9	61,4	20	40,94	A_6 818,8
			20833,3	20,47			
VII bal	100	490,9	20833,3	42,44	10	21,22	A_7 212,2
			0	0			

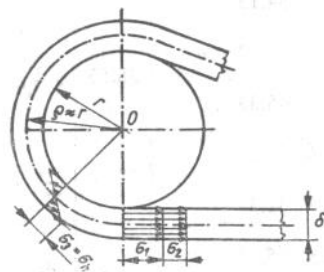
egy-egy idomok területei) a síkidomok súlypontjaiban támadnak. Megjegyezzük, hogy egy koncentrált erőterhelésű tengely esetén az M/I ábrát a különböző $\frac{M_{\max}}{I_1}$, $\frac{M_{\max}}{I_2}$, $\frac{M_{\max}}{I_3}$, és $\frac{M_{\max}}{I_4}$ értékek alapján is könnyen megszerkeszthetjük. A 8.13c ábrán ezt a szerkesztést is megmutattuk, és természetesen a 8.5. táblázat eredményeivel megegyező eredményt kaptunk. A 8.13d ábrán $1 \text{ mm} \cong 125 \text{ kp/cm}^2$ léptékkel ($b = 125$)

megszerkesztettük a vektorábrát ($c = 17,5$ mm), és ez alapján a kötélabrárt. A kötélabra simuló görbéje a rugalmas vonal. Az alakváltozás értékei a z és a rugalmas vonal közötti metszések. Az ábrán $y_{\max} = 13,5$ mm. A valóságos alakváltozás legnagyobb értéke a számadatokat behelyettesítve:

$$f_{\max} = \frac{y_{\max}}{\eta} = \frac{13,5}{\frac{2100000}{2,5 \cdot 125 \cdot 17,5}} = 0,35 \text{ mm} = 0,035 \text{ cm}.$$

Hasonló módszerrel tetszőleges terhelésű és kialakítású tengely alakváltozása meghatározható.

Gyakori, hogy a szerkezeti elem alakváltozásából határozhatjuk meg a hajlítógénybevétel okozta feszültséget. A következő két példa is ilyen eseteket mutat be. A 8.14. ábrán egy lapos szíjhajtás nyomatékátvivő elemének a szíjnak egyik tárcsára való felfutását ábrázolja. Ekkor az addig megközelítőleg egyenes szíjnak fel kell vennie a tárcsa alakját, tehát a tárcsa görbületi sugara szerint meggörbül. Ez az alakváltozás hajlítógénybevételre utal, és ebből a szíjban hajlítófeszültség ébred. Az alakváltozás összefüggése szerint



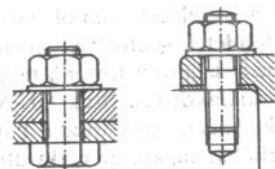
8.14. ábra. A szerkezeti elem alakváltozása meghatározza az ébredő feszültséget

$$\frac{1}{r} = \frac{M_h}{IE}, \text{ ahol } r \text{ a görbületi sugar.}$$

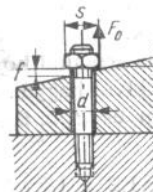
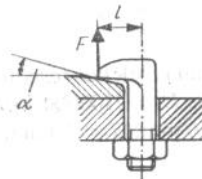
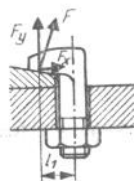
Ebből $\frac{M_h}{I} = \frac{E}{r}$, és a keletkező feszültség $\sigma_h = \frac{M_h}{I} \frac{\delta}{2}$, azaz az alakváltozással kifejezve: $\sigma_h = \frac{\delta}{d} E$.

Mivel a tárcsán végig állandó görbületi sugáron végzi mozgását a szíj, ezért az előzőekkel összhangban, ennek a tiszta hajlítás esete felel meg. A 8.14. ábrán a hajlítás okozta feszültség eloszlást is megrajzoltuk. Megjegyezzük, hogy a kerületi erőből származó és a centrifugális erő által keltett húzófeszültségeket (σ_1 és σ_2) az egyenes szíjra rajzoltuk meg. Az eredő feszültség $\sigma_{\text{eredő}} = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$ (lásd 12. összetett igénybevétel fejezet).

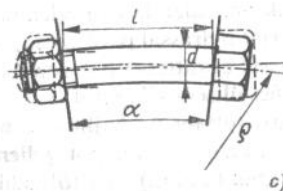
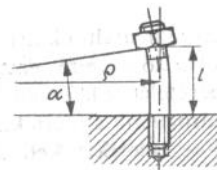
A 8.15a ábrán különböző helyesen szerelt csavarkötéseket mutatunk be. A b ábrán szerelési hibák következtében a csavarok járulékos



a)



b)



c)

8.15. ábra. A szerkezeti elem alakváltozása meghatározza az ébredő feszültséget

hajlítói igénybevételével is számolnunk kell. A szerelési hibákból származó hajlítófeszültségek többnyire a felfekvési felületek geometriai jellemzőivel hozhatók kapcsolatba. A *c* ábrákon az α szögíven történő meggörbülést és a ρ görbületi sugarú rugalmas szálalakat tüntettük fel. A felvételnél bizonyos elhanyagolással éltünk, mivel nem tiszta hajlítói igénybevétel ébred, tehát nem állandó görbületi sugarú az alakváltozás. A keletkezett feszültség

$$\sigma_h = \frac{1}{2} \alpha E \frac{d}{l}$$

összefüggéssel határozható meg.

Ha a csavar magkeresztmetszetére határozzuk meg a feszültséget, úgy a

$$\sigma_h = \frac{1}{2} \alpha E \frac{d}{l} \left(\frac{d}{d_1} \right)^3$$

kifejezéssel kell számolnunk.

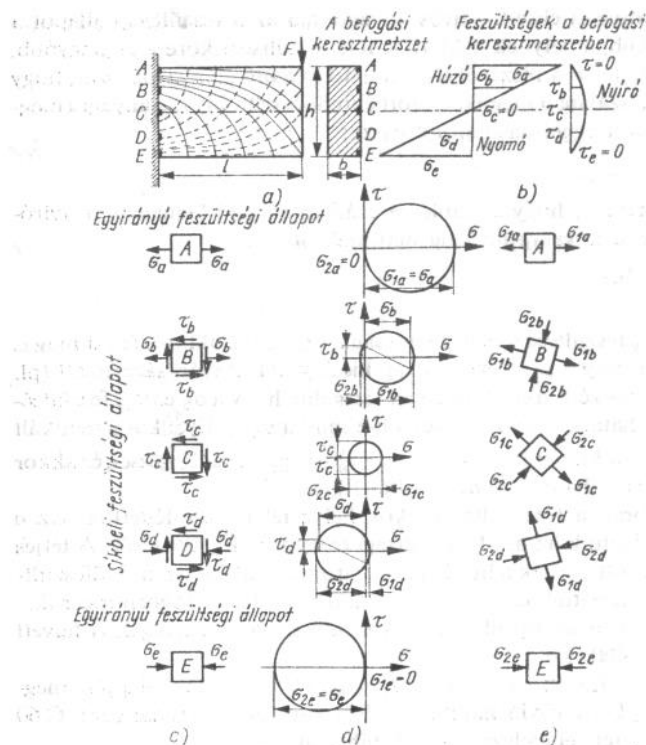
A következő szám példa arra utal, hogy az ilyen járulékos feszültségeket nem szabad figyelmen kívül hagyni. Legyen: $E = 2100000 \text{ kp/cm}^2$, $\alpha = 0,01 \text{ rad.}$, $d = 12 \text{ mm}$ és $d_1 \approx 0,8 d = 9,6 \text{ mm}$, $l = 50 \text{ mm}$. Az ébredő feszültség:

$$\sigma_h = \frac{1}{2} \cdot 0,01 \cdot 2100000 \cdot \frac{1,2}{5} \left(\frac{1,2}{0,96} \right)^3 = 4921,8 \text{ kp/cm}^2 \text{ nagyságú, ezt elhanyagolni nem szabad.}$$

Az előzőekben már utaltunk arra, hogy gyakran kéttámaszú, vagy befogott tartó különböző eseteire vezetjük vissza az alkatrészt, a szerkezeti elem hajlítói igénybevételét. Előfordul hogy többtámaszú tartó (tengely) esetén kell meghatározni a mértékadó nyomaték nagyságát. Ilyenkor az ún. *Clapeyron*-egyenleteket kell alkalmazni a megoldás során (lásd 15. fejezetben).

A hajlított rúd feszültségállapotának vizsgálatakor figyelembe kell venni, hogy a hajlítói igénybevétel rendszerint nyirrassal párosul, így σ és τ feszültségek is ébrednek. Ezek a feszültségek együttesen határozzák meg a hajlított rúd különböző pontjaiban a feszültségi állapotot.

A 8.16. ábrán általánosságban határoztuk meg a hajlító- és nyíró igénybevételű rúd egyes pontjaiban a feszültségi állapotot jellemzőit (*c* ábra) a feszültségi állapotok MOHR-körét (*d* ábra), és a főfeszültségi síkokkal párhuzamos oldallapú elemi hasábok helyzetét (*e* ábra). A vizsgálatnál a tartó keresztmetszet h magasságában vettük fel az *A*, *B*, *C*, *D*



8.16. ábra. Hajlító- és nyíróigénybevételi alkatrészek feszültségi állapota

és *E* pontokat, és az ezeket kifejező kis elemi hasábokat. Az ébredő feszültségek meghatározását (a feszültségek megoszlását a *b* ábra mutatja) a

$$\sigma_h = \frac{M_h}{I_x} y \quad \text{és} \quad \tau_{ny} = \frac{VM_s}{I_x(2z)}$$

összefüggésekkel végeztük. Ezek alapján könnyen megállapíthatjuk, hogy a jelen esetben az *A* pontban tiszta húzó, az *E* pontban tiszta nyomó igénybevétel van, tehát a feszültségi állapot egytengelyű. Ezekben a pontokban nem ébredhet τ feszültség, mert az M_s statikai nyomaték a szélső szálaknál zérus. A többi pontokban síkbeli feszültségi állapot van, mivel

σ és τ feszültség is ébred. Szívós anyagoknál az a feszültségi állapot a legveszélyesebb, amelynek a MOHR-féle feszültségi köre a legnagyobb. A terhelési esetek egy részénél elfogadható az a méretezési módszer, hogy a tartó szélső szálában meghatározott ébredő feszültséget az anyagra megengedett feszültséggel hasonlítjuk össze:

$$\sigma_{\max} \cong \sigma_{\text{meg}},$$

majd ellenőrizzük, hogy a semleges szálban ébredő legnagyobb nyírófeszültség és az anyagra megengedett kielégíti-e a

$$\tau_{\max} \cong \tau_{\text{meg}}$$

igényt.

Ha a τ_{ny} feszültség jelentős nagyságú, ez a hosszukhoz képest magas rudak esetén vagy a szerkezeti anyag kicsiny nyírószilárdsága miatt (pl. fa) kíván ellenőrzést, akkor meg kell vizsgálni, hogy a σ_{h} és τ_{ny} feszültségek együttes hatása nem veszélyesebb-e mint a σ_{max} . Ilyenkor a redukált feszültséget kell kiszámítani a $\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_{\text{h}}^2 + 4\tau_{\text{ny}}^2}$ összefüggéssel, és akkor megfelelő a rúd, ha $\sigma_{\text{red}} \cong \sigma_{\text{meg}}$ feltétel kielégül.

Az *e* ábrán a főfeszültségi síkok helyzetét is szemléltettük. Az *a* ábrán megrajzoltuk az ún. főfeszültségi trajektoriak változását. A teljes vonallal kihúzott görbék a húzó, a szaggatott vonallal a nyomó főfeszültségek irányát jeleztük, ezek egymást mindenütt derékszögben metszik.

A következő szám példa az előzőek kiegészítésére szolgál. A felvett adatok: $F = 4000$ kp,

$l = 4$ cm, $b = 1,5$ cm, $h = 6$ cm. A geometriai adatok alapján megállapíthatjuk, hogy rövid hajlított rúdról van szó. A rúdanyag: C 60 Wöhler II. esetét feltételezve: a 6.2. táblázatból.

$$\sigma_{\text{h meg}} = 1900 \text{ kp/cm}^2 \quad \text{és} \quad \tau_{\text{meg}} = 1450 \text{ kp/cm}^2.$$

A szélső szálakban ébredő hajlítófeszültség:

$$\sigma_{\text{h max}} = \frac{M_{\text{h}}}{K_x} = \frac{4000 \cdot 4}{1,5 \cdot 6^2 / 6} = 1777,8 \text{ kp/cm}^2 \quad (\text{húzó vagy nyomó})$$

A tartó megfelel hajlításra, mivel

$$1777,8 < 1900 \quad \text{tehát megvalósul a}$$

$$\sigma_{\text{h max}} \cong \sigma_{\text{h meg}} \quad \text{feltétel.}$$

A legnagyobb nyírófeszültség a semleges rétegben ébred, mivel erre a legnagyobb az M_s statikus nyomaték értéke:

$$\tau_{\text{ny}} = \frac{VM_s}{I_x(2z)} \quad \text{és ez kifejezhető a} \quad \tau_{\text{ny}} = \frac{3}{2} \frac{V}{A}$$

összefüggéssel. Számszerűen:

$$\tau_{\text{ny}} = \frac{3}{2} \frac{4000}{1,5 \cdot 6} = 666,7 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}.$$

Nyírásra ellenőrizve a tartót teljesül a

$$\tau_{\text{meg}} \cong \tau_{\text{ny}}, \quad \text{mivel} \quad 1450 > 666,7.$$

A B pontban (szálakban) ébredő húzófeszültség (8.17. ábra):

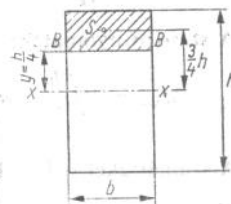
$$\sigma_{\text{hB}} = \frac{M_{\text{h}}}{I_x} y, \quad \text{ahol} \quad y = \frac{h}{4} = 1,5 \text{ cm.}$$

Számszerűen:

$$\sigma_{\text{hB}} = \frac{4000 \cdot 4}{1,5 \cdot 6^3} 1,5 = 888,9 \text{ kp/cm}^2.$$

A D pontban ugyanakkora nyomófeszültség ébred:

$$\sigma_{\text{hD}} = -888,9 \text{ kp/cm}^2.$$



8.17. ábra. Feszültség meghatározás a keresztmetszet meghatározott pontjaiban

A B pontban a nyírófeszültség meghatározását a 8.17. ábra adataival a

$$\tau_{\text{nyB}} = \frac{VM_s}{I_x(2z)} = \frac{Vb \frac{h}{2} \frac{3}{4} h}{\frac{bh^3}{12} (b)} = \frac{4000 \cdot 1,5 \frac{6}{2} \frac{3}{4} 6}{\frac{1,5 \cdot 6^3}{12} 1,5} = 222,2 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}.$$

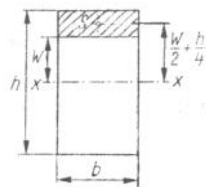
A B pontban ébredő redukált feszültség:

$$\sigma_{\text{B red}} = \sqrt{\sigma_{\text{hB}}^2 + 4\tau_{\text{nyB}}^2} = \sqrt{888,9^2 + 4 \cdot 222,2^2} = 993,71 \text{ kp/cm}^2.$$

A síkbeli feszültségi állapot vizsgálata szerint is megfelelő a rúd, mivel

$$\sigma_{Bred} < \sigma_{meg} \quad (993,71 < 1900).$$

A D pont vizsgálata megegyező jellegű a B pontnál alkalmazottal.



8.18. ábra. Tetszőleges pontban meghatározott feszültségek

Megjegyezzük, hogy a síkbeli feszültségi állapot legveszélyesebb helyének megállapítása szélső érték számítással lehetséges. A 8.18. ábra jelöléseivel ez a w -vel jelölt helyen van. A redukált feszültség értéke:

$$\sigma_{wred} = \sqrt{\sigma_{hw}^2 + 4\tau_{nyw}^2},$$

ahol

$$\sigma_{hw} = \frac{M_h}{I_x} w \quad \text{és} \quad \tau_{nyw} = \frac{VM_{sw}}{I_x(2z)}.$$

A statikai nyomaték:

$$M_{sw} = b \left(\frac{h}{2} - w \right) \left(\frac{w}{2} + \frac{h}{4} \right), \quad \text{és} \quad (2z) = b.$$

A számértékeket behelyettesítve és rendezve:

$$\sigma_{wred} = \sqrt{(592,6 w)^2 + 4 \left[148,16 \left(4,5 - \frac{w}{2} \right) \right]^2}.$$

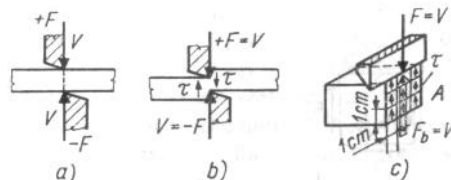
Ennek a kifejezésnek ott van w szerint szélsőértéke ahol

$$\frac{d\sigma_{wred}}{dw} = 0.$$

9. Méretezés nyíróigénybevételre

A 9.1. ábra a tiszta nyírás esetére mutatja be a kialakuló erőhatások és a belső megoszló erőrendszer alakulását. A keresztmetszetben τ feszültség ébred. A meghatározása a

$$\tau = \frac{V}{A} \quad \text{összefüggéssel történik.}$$



9.1. ábra. Tiszta nyírás esete

A képlet feltételezi a feszültségek egyenletes megoszlását a keresztmetszet mentén, ami igen jól megközelíti a valóságos helyzetet akkor, ha elhanyagolhatjuk a nyírással többnyire együtt jelentkező hajlítógénybevételt.

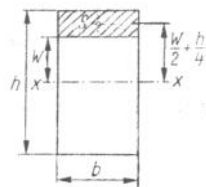
Általában a nyírásra igénybevett szegecseket és szegecsek helyett használt csapokat, csavarokat, és tehermentesítő elemeket (9.6. ábra), ennek a képletnek az alkalmazásával méretezzük, tiszta nyírást, és a τ feszültségeknek a keresztmetszet menti egyenletes eloszlását feltételezve.

A hajlításnál már említettük, hogy a hajlítás többnyire nyírással együtt fordul elő. Természetesen ennek az változata is igaz, hogy a nyírással együtt hajlítógénybevétel is jelentkezik. Ennek bemutatására való a 9.2. ábra. Ebben az esetben már nem fogadjuk el azt az elvi feltételezést, hogy a nyíróerők hatásvonalai egybeesnek (mint pl. az 9.1b és c ábrán). A 9.2b ábra a kiemelt kis kockát mutatja a rárajzolt τ feszültségekkel (a hajlításból származó τ feszültségeket nem vettük figyelembe). A 9.3. ábrán a tiszta nyíróigénybevételre vonatkozó Mohr-féle feszültségi

A síkbeli feszültségi állapot vizsgálata szerint is megfelelő a rúd, mivel

$$\sigma_{Bred} < \sigma_{meg} \quad (993,71 < 1900).$$

A D pont vizsgálata megegyező jellegű a B pontnál alkalmazottal.



8.18. ábra. Tetszőleges pontban meghatározott feszültségek

Megjegyezzük, hogy a síkbeli feszültségi állapot legveszélyesebb helyének megállapítása szélső érték számítással lehetséges. A 8.18. ábra jelöléseivel ez a w -vel jelölt helyen van. A redukált feszültség értéke:

$$\sigma_{wred} = \sqrt{\sigma_{hw}^2 + 4\tau_{nyw}^2},$$

ahol

$$\sigma_{hw} = \frac{M_h}{I_x} w \quad \text{és} \quad \tau_{nyw} = \frac{VM_{sw}}{I_x(2z)}.$$

A statikai nyomaték:

$$M_{sw} = b \left(\frac{h}{2} - w \right) \left(\frac{w}{2} + \frac{h}{4} \right), \quad \text{és} \quad (2z) = b.$$

A számértékeket behelyettesítve és rendezve:

$$\sigma_{wred} = \sqrt{(592,6 w)^2 + 4 \left[148,16 \left(4,5 - \frac{w}{2} \right) \right]^2}.$$

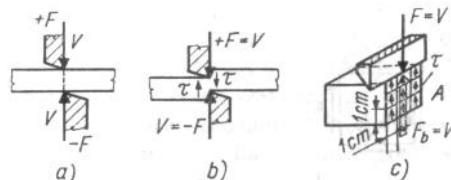
Ennek a kifejezésnek ott van w szerint szélsőértéke ahol

$$\frac{d\sigma_{wred}}{dw} = 0.$$

9. Méretezés nyíróigénybevételre

A 9.1. ábra a tiszta nyírás esetére mutatja be a kialakuló erőhatások és a belső megoszló erőrendszer alakulását. A keresztmetszetben τ feszültség ébred. A meghatározása a

$$\tau = \frac{V}{A} \quad \text{összefüggéssel történik.}$$

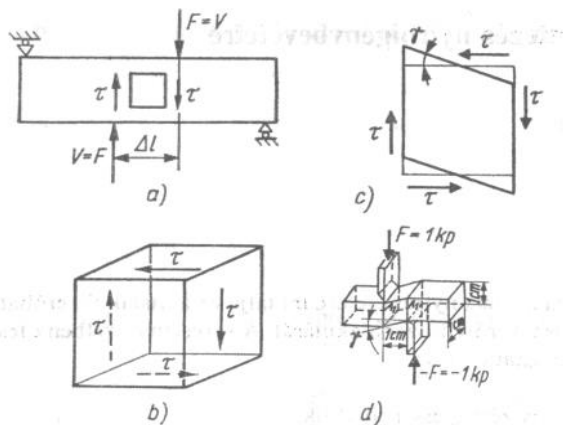


9.1. ábra. Tiszta nyírás esete

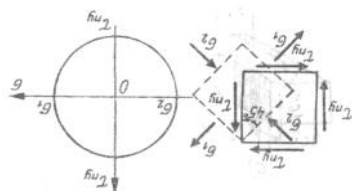
A képlet feltételezi a feszültségek egyenletes megoszlását a keresztmetszet mentén, ami igen jól megközelíti a valóságos helyzetet akkor, ha elhanyagolhatjuk a nyírással többnyire együtt jelentkező hajlítógénybevételt.

Általában a nyírásra igénybevett szegecseket és szegecskek helyett használt csapokat, csavarokat, és tehermentesítő elemeket (9.6. ábra), ennek a képletnek az alkalmazásával méretezzük, tiszta nyírást, és a τ feszültségeknek a keresztmetszet menti egyenletes eloszlását feltételezve.

A hajlításnál már említettük, hogy a hajlítás többnyire nyírással együtt fordul elő. Természetesen ennek az változata is igaz, hogy a nyírással együtt hajlítógénybevétel is jelentkezik. Ennek bemutatására való a 9.2. ábra. Ebben az esetben már nem fogadjuk el azt az elvi feltételezést, hogy a nyíróerők hatásvonalai egybeesnek (mint pl. az 9.1b és c ábrán). A 9.2b ábra a kiemelt kis kockát mutatja a rárajzolt τ feszültségekkel (a hajlításból származó τ feszültségeket nem vettük figyelembe). A 9.3. ábrán a tiszta nyíróigénybevételre vonatkozó Mohr-féle feszültségi



9.2. ábra. A nyírással együtt hajlítás párosul



9.3. ábra. Tiszta nyírás Mohr-féle ábrázolása

állapotot ábrázoló kört mutatjuk be. Megjegyezzük, hogy a hajlítás és a nyírás együttes Mohr-féle ábrázolását a 8. fejezetben részletesen tárgyaltuk.

A 9.2c és d ábrán a nyírás alakváltoztató hatását mutatja, ahol γ a Hooke-törvény segítségével határozható meg:

$$\tau = G\gamma.$$

A γ fajlagos szögváltozás értelmezését a 9.2d ábra alapján végezzük el, ti. egységnyi jellemzőket adtuk meg az ábrán. A teljesség kedvéért megemlítjük, hogy a nyíróigénybevétel alakváltoztató hatását többnyire nem határozzuk meg számszerűen a műszaki gyakorlatban.

A hajlításra és nyírásra terhelt rúdak (alkatrészek) esetén az ébredő τ feszültséget a

$\tau = \frac{VM_s}{I(2z)}$ összefüggéssel határozhatjuk meg. Ez az összefüggés tetszőleges helyen ébredő τ feszültségek meghatározására való.

A képletben a tetszőleges keresztmetszetet terhelő nyíróerő V , ennek értéke a keresztmetszetben állandó.

Ugyancsak állandó érték I , mely a választott keresztmetszet másodrendű nyomatékát jelenti a hajlítás tengelyére.

A képletben szereplő M_s és $(2z)$ értéke változó. Az M_s valamely területrészt statikai nyomatékát jelenti. A 9.4. ábrán általános értelmezését adjuk meg: Tehát M_s jelenti a vizsgált keresztmetszet BC egyenessel kettéosztott és vonalkázással kiemelt egyik (pl. ABC) felének statikai nyomatékát a hajlítás (z) tengelyére. Az M_s értékét úgy számítjuk, hogy meghatározzuk az ABC idom A_1 területét és S_1 súlypontjának a z tengelytől mért y_1 távolságát és ezekkel

$$M_s = A_1 y_1,$$

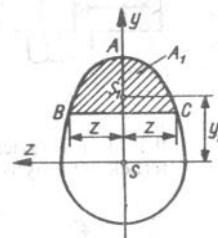
ahol M_s mértékegysége cm^3 .

A $(2z)$ értelmezését is a 9.4. ábra alapján adjuk meg tetszőleges helyen meghatározva: A $(2z)$ a z tengellyel párhuzamos BC egyenessel kettéosztott keresztmetszet szélességi mérete (húsvastagsága). Ha a keresztmetszet oldalait párhuzamos síkok határolják (pl. téglalap), $(2z)$ értéke a keresztmetszeten állandó, de kör keresztmetszet esetén pl. változó érték. A $(2z)$ az előbb említett húsvastagságot jelenti, tehát egyetlen fogalmat jelöl, ezért zárójelbe szokás tenni. A $(2z)$ megjelölés arra is utal, hogy a képlet csak abban az esetben érvényes, ha az y tengely a keresztmetszet szimmetriatengelye. Ha ez utóbbi nem igaz, akkor a $(2z)$ jelölés nem helyes, de az értelmezése (a húsvastagság) igen.

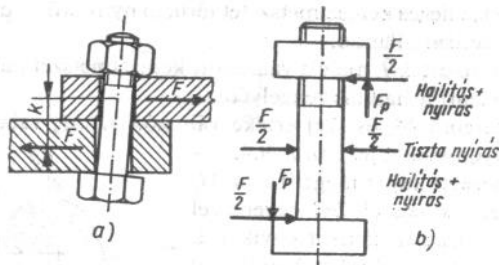
A továbbiakban ismertetjük a nyíróigénybevétel felvételére alkalmas szerkezeti kialakításokat, számpéldákkal követjük nyomon a méretezés menetét, és ezekre vonatkozó gyakorlati utalásokat teszünk.

A 9.5. ábrán látható illesztés nélküli csavarkötés megvalósítása több ok miatt is kedvezőtlen. A nyíráson kívül nem elhanyagolható a keletkező hajlító hatás. Érdekesen alakulnak a csavarszár különböző keresztmetszeteinek igénybevételei (9.5b ábra). A menetes orsórészt tönkretesz az összekapcsolásban részt vevő szerkezeti rész. Ha pedig számíthatunk a terhelő erőnagyság vagy értelem változásra, akkor feltétlen kiverődés következik be stb.

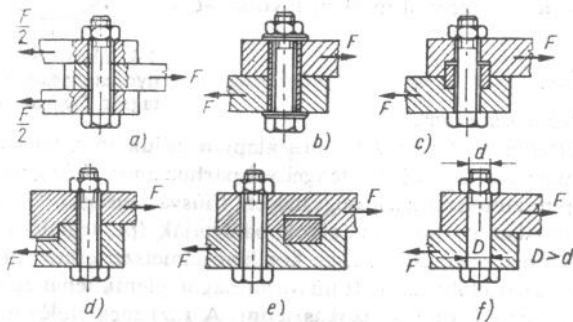
A 9.6. ábra különböző nyíróigénybevétel felvételére alkalmas szerkezeti megvalósítást szemléltet. Az a) ábra nem illesztett csavarkötést mutat be, de ez a megoldás már jóval kedvezőbb, mint a 9.5. ábrán látható, mivel az igénybevételek hatásai jobban nyomon követhetők. Ter-



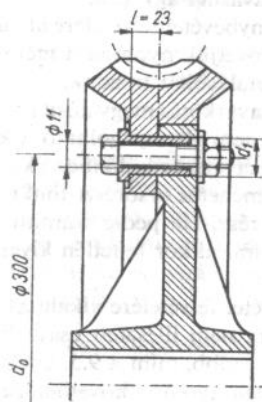
9.4. ábra. Statikai nyomaték és a húsvastagság meghatározása



9.5. ábra. Illesztés nélküli csavarkötésnél kialakuló terheléviszonyok



9.6. ábra. Nyíróigénybevétel felvételére alkalmas szerkezeti elemek beépítése



9.7. ábra. Számpélda

mésztesen ennél a megoldásnál az f ábrán bemutatott illesztett csavarorsóval történő kötés minden szempontból kedvezőbb. Ha lehetőségünk van, akkor — és ez a megoldás a legjobb — különböző a nyíróigénybevételt felvevő elemet építsünk be, vagy az összekötött alkatrészeket alakítsuk ki célszerűen a kötés létrehozásakor (9.6. b, c, d, e ábrák).

A 9.7. ábra csigakerék koszorú beépítését mutatja. Az átvitt csavarónyomaték: $M_t = 400 \text{ m} \cdot \text{kp}$, $i = 6$ db M 10-es kötőcsavarral történik a szerelés $\varnothing 11$ belső és d_1 külső átmérőjű tehermentesítő cső beépítésével. Anyaga: A34 és Wöhler II. terhelési esetben $\tau_{\text{meg}} = 740 \text{ kp/cm}^2$ engedhető meg (6.2. táblázat). Felszíni nyomásra $p_{\text{meg}} = 180 \text{ kp/cm}^2$ (bronz és A 34 között). Határozzuk meg d_1 méretet, és ellenőrizzük palástnyomásra a csövet. Ha a tehermentesítőcsövet megfelelően illesztjük (H7/h8), akkor tiszta nyíróigénybevételre számíthatunk. Az üzemtényező $\xi_d = 1,8$ legyen. A nyíróerő

$$V = \frac{\xi_d M_t}{i \frac{d_0}{2}} = \frac{1,8 \cdot 40000}{6 \frac{30}{2}} = 800 \text{ kp.}$$

A szükséges keresztmetszet:

$$A_{\text{szüks}} = \frac{V}{\tau_{\text{meg}}} = \frac{800}{740} = 1,081 \text{ cm}^2.$$

Mivel

$$A_{\text{szüks}} = \frac{d_1^2 \pi}{4} = \frac{1,1^2 \pi}{4},$$

ebből

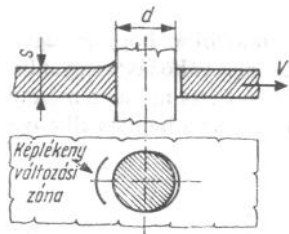
$$d_1 = 1,608 \text{ cm, azaz } d_1 = 1,7 \text{ cm legyen.}$$

Ellenőrzés palástnyomásra a $P_{\text{ébr}} \cong P_{\text{meg}}$ összefüggéssel történik. Az ébredő palástnyomás:

$$P_{\text{ébr}} = \frac{V}{d_1 l} = \frac{800}{1,7 \cdot 2,3} = 204,61 \text{ kp/cm}^2.$$

Mivel $204,61 > 180$, ezért palástnyomásra nem megfelelő a csömérete, így a határesetet alapul véve határozzuk meg a d_1 méretet:

$$180 = \frac{800}{d_1 2,3}, \quad \text{tehát } d_1 = 1,93 \text{ cm.}$$



9.13. ábra. Képlékeny alakváltozás szegecskötésnél

be példaként. Az *a* ábrán a terhelést és a különböző szelvények összekapcsolását szemléltetjük. A *b* ábrán felnyitva rajzoltuk meg az *I* szelvényt és a két *L* szelvény szegeccsekkel való összeerősítését. Az *F* erő szegecssor irányába történő áthelyezése után az *F* mint nyírőerő jelentkezik, de az áthelyezés következményeként az $M_h = Fk$ hajlítónyomatékot is figyelembe kell venni.

A legegyszerűbb módszer, ha a statikai egyensúlyi egyenleteket írjuk fel. Az erőegyensúly

$$\sum F_i = F - V_1 - V_2 - V_3 - V_4 - V_5 = 0.$$

Megjegyezzük, hogy az előzőekkel összhangban természetesen $V_1 = V_2 = V_3 = V_4 = V_5$, tehát

$F - nV_1 = 0$ írható fel, ahol *n* a szegecsck számát jelenti. A nyomatéki egyensúlyi egyenlet felírásánál az

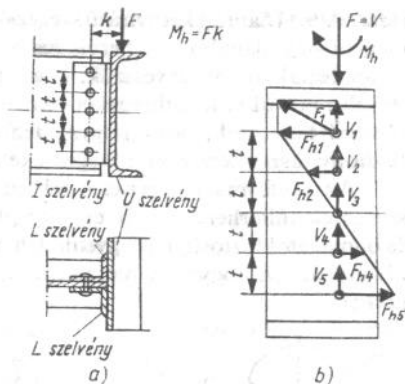
$$\sum M_i = F_{n1}2t + F_{n2}t + F_{h5}2t + F_{h4}t - Fk = 0$$

összeg írható fel. Ehhez kapcsolódóan két megjegyzésünk van:

1. A felírás teljes összhangban van a hajlítónál ismertetett Navier-féle feszültség (és terhelés!) eloszlással, azzal a különbséggel, hogy jelen esetben nem folyamatos keresztmetszet veszi fel a hajlítást, hanem egy szegecselem.

2. A szegeccsek elhelyezése és száma miatt szimmetria van, tehát

$$F_{n1} = F_{n5} \quad \text{és} \quad F_{n2} = F_{n4} \quad (F_{n3} = 0).$$



9.14. ábra. Acélszerkezeti szegecskötés méretezése

Az előzőeket figyelembe véve:

$$Fk - 2F_{n1}2t - 2F_{n2}t = 0,$$

és a teherviselés eloszlása miatt (9.14b ábra).

$$\frac{F_{n2}}{F_{n1}} = \frac{t}{2t} = \frac{1}{2} \quad \text{és} \quad F_{n2} = \frac{F_{n1}}{2}.$$

Az egyenletek ezek után számadatokkal kifejezve megoldhatók!

A szegeccsek terhelése nem azonos értékű. A legnagyobb terhelést az *I* és az *5* jelű viseli:

$$F_5 = F_1 = \sqrt{V_1^2 + F_{n1}^2}.$$

A méretezést mind nyírásra, mind palástnyomásra erre az erőre kell elvégezni.

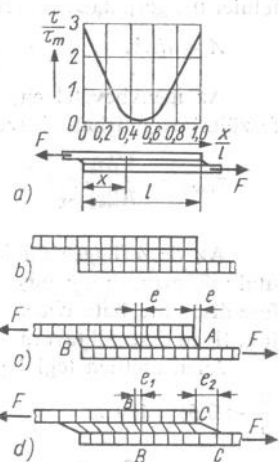
A ragasztott kötések nyíróigénybevételének vizsgálatakor már nem minden esetben alkalmazhatjuk a szegecskötésnél elfogadott „kiegyenlítő-dései” felfogást. Alapvető szerkezeti eltérés, hogy egy-egy szegecs terhelésével szemben a ragasztott kötés „folyamatos” elemként veszi fel a terhelést.

A 9.15a és b ábrán terheletlen kötést mutatunk be (egyben hálózatl ellátva). A c ábrán a megengedett τ feszültségig való terhelést ábrázoltuk. Az alakváltozások egyenletesek, így az átlagos és egyenletes τ feszültség számítása megegyezik a tiszta nyírás esetével. A d ábrán erősen torzítva mutatjuk be megengedettnél nagyobb terhelés alakváltoztatóságát, és az a ábrán az $\frac{x}{l}$

jellemző szerinti $\frac{\tau_{\text{ébredő}}}{\tau_{\text{medián}}}$ ébredő megosz-

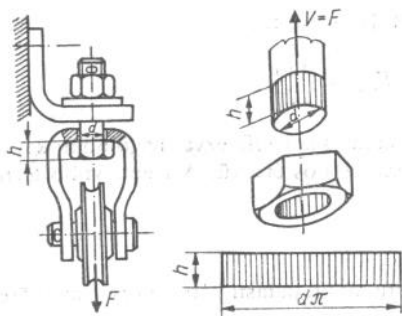
lást. Megjegyezzük, hogy a közel háromszoros nagyságú ébredő feszültség még többszörös is lehet, ha hibás ragasztási technológiát vagy szerkezeti megoldást alkalmazunk (17. fejezet).

A 9.16. ábrán látható szerkezetenél alkalmazott M 20 csavar szükséges fejmagasságát ($h-t$) kell meghatározni akkor, ha a megengedett húzófeszültség (az 5.8. minőségénél): $\sigma_{\text{meg}} = 750 \text{ kp/cm}^2$



9.15. ábra. Ragasztott kötés teherviselése

(ez a szakítószilárdságra nézve több, mint tízszeres biztonságot jelent!), és a $\tau_{meg} = 450 \text{ kp/cm}^2$.



9.16. ábra. Nyíróigénybevételű csavarkialakítás

A legkisebb magátmérő szerinti terhelhetőség ($d_1 = 1,6446 \text{ mm}$)

$$F = \sigma_{meg} A_{meg} = 750 \frac{1,6446^2 \pi}{4} = 1593,2 \text{ kp.}$$

Ez a terhelőerő a csavar szárát ki akarja szakítani a csavarfejből, ez a felület hengerpalást. Kiterítve a hengerpalástot, a téglalap területe:

$$A = d\pi h.$$

Az igénybevétel egyidejű hajlítás és nyírás, tehát a megengedett feszültségre felírható összefüggés:

$$\tau_{meg} = \frac{VM_s}{I(2z)}.$$

Az összefüggés általános alkalmazására még visszatérünk. Most utalunk arra, hogy egyszerű keresztmetszetek eseteire a legnagyobb feszültség meghatározását és a feszültségmegoszlást könnyen kifejezhetjük. Ilyen összeállítást mutat a 9.1. táblázat.

Jelen esetben téglalap keresztmetszetről van szó, mivel várhatóan

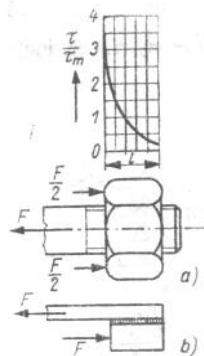
$$\frac{a}{b} < 0,5, \text{ így a}$$

$$\tau_{max} = \frac{3}{2} \frac{V}{A}.$$

9.1. táblázat

A legnagyobb τ feszültség meghatározása hajlítás és nyírás egyidejű hatásakor

Keresztmetszetek és feszültségábrák	A legnagyobb feszültség										
	$\tau_{max} = \frac{4}{3} \frac{V}{A}$ A feszültségábra ellipszis alakú										
<table border="1" style="margin: 10px auto;"> <tr> <td>a/b</td> <td>0,5</td> <td>1,0</td> <td>2,0</td> <td>4,0</td> </tr> <tr> <td>β</td> <td>1,033</td> <td>1,126</td> <td>1,396</td> <td>1,988</td> </tr> </table>	a/b	0,5	1,0	2,0	4,0	β	1,033	1,126	1,396	1,988	Ha $\frac{a}{b} < 0,5$ akkor $\tau_{max} = \frac{3}{2} \frac{V}{A}$ Ha $\frac{a}{b} \geq 0,5$ akkor $\tau_{max} = \beta \frac{3}{2} \frac{V}{A}$ a feszültségábra parabola alakú
a/b	0,5	1,0	2,0	4,0							
β	1,033	1,126	1,396	1,988							
	Kis falvastagságú körgyűrű: $\tau_{max} = 2 \frac{V}{A}$										



9.17. ábra. Csavarmenteknél ébredő nyíróigénybevétel

A megengedett feszültséggel kifejezve határesetben:

$$450 = \frac{3}{2} \frac{1593,2}{2,0\pi h}$$

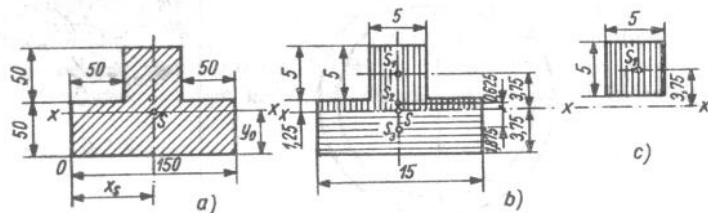
és így $h = 0,845 \text{ cm} = 8,45 \text{ mm}$.

Természetesen ez is biztonságos érték, ennek ellenére a szabvány $h = 13 \text{ mm}$ -es fejmagasságot ír elő, ezzel tovább növelve a megbízhatóságot. Megjegyezzük, hogy a fejnél a keresztmetszet feszültséggyűjtőhatást nem vettük figyelembe.

A csavaranya meneteinél is ébred nyíróigénybevétel. A 9.17. ábra kísérleti eredmények alapján mutatja az egyes teherviselő menetszelvények

nyíró $\frac{\tau_{\text{ébredő}}}{\tau_{\text{medián}}}$ változását az anya magassága mentén. Ez az első teherhordó menetnél az átlagos 3,5 szerese. Hasonló eredményt kaptak, ha közel azonos geometriájú ragasztott kötés teherviselését vizsgálták (b) ábra).

A következő szám példa kiindulási adatait egy kéttámaszú tartónyomatéki és nyíróerő ábrája alapján adjuk meg. A legnagyobb nyíróerő $V = 15000 \text{ kp}$ és az ehhez a tartóponthoz tartozó nyomaték $M = 20000 \text{ cm}\cdot\text{kp}$. A tartó keresztmetszete a 9.18. ábrán látható összetett síkidom, amelynek az y tengelye egyben szimmetriatengely. Meghatározzuk számítással a tartó keresztmetszet különböző pontjaihoz tartozó nyíróerő okozta τ feszültségeket és a hajlítás σ feszültség értékeit, s ezeket méret-helyes ábrával is megrajzoljuk.



9.18. ábra. Összetett keresztmetszetű tartó feszültségeinek meghatározása

Első feladat az összetett síkidom súlypontjának meghatározása az O pontra felírt nyomatéki egyenlet alapján (9.18a ábra).

$$(25+75)y_s = 5 \cdot 15 \cdot 2,5 + 5,5 \cdot 7,5$$

$$y_s = 3,75 \text{ cm.}$$

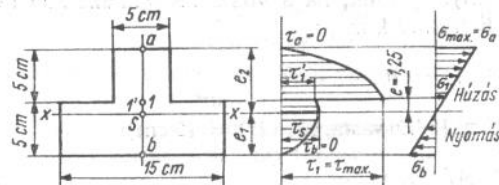
A hajlítás tengelye az S súlyponton átmenő $x-x$ tengely. Erre a tengelyre számított másodrendű nyomaték a Steiner-tétel alkalmazásával (9.18b ábra).

$$I_x = \frac{5 \cdot 5^3}{12} + 5 \cdot 5 \cdot 3,75^2 + \frac{15 \cdot 5^3}{12} + 15 \cdot 5 \cdot 1,875^2 = 823,5 \text{ cm}^4.$$

Mivel hajlítás és nyírás egyidejű hatása jelentkezik, ezért a különböző pontokba a τ feszültségeket a

$$\tau = \frac{VM_s}{I_x(2z)} \quad \text{összefüggéssel számíthatjuk.}$$

A nyíróerő (V) és a másodrendű nyomaték (I_x) állandó, a statikai nyomaték (M_s) és a húsvastagság meghatározására való a 9.18b és c ábra. A különböző pontokba számított τ feszültség értékeket a 9.19. ábrán mindjárt felrajzoljuk:



9.19. ábra. Feszültségábrák az összetett keresztmetszetenél

A τ_a és τ_b feszültségek zérus értékűek (a szélső szálakban), mivel a statikai nyomaték $M_s = 0$.

Az I jelzésű pontban számított statikai nyomaték a 9.18c ábra alapján:

$$M_{s1} = 5 \cdot 5 \cdot 3,75 = 93,75 \text{ cm}^3$$

és a húsvastagság: $(2z)_1 = 5 \text{ cm}$.

Az ébredő τ feszültség:

$$\tau_1 = \frac{VM_{s1}}{I_x(2z)_1} = \frac{15000 \cdot 93,75}{823,5 \cdot 5} = 341,53 \text{ kp/cm}^2.$$

Mivel ebben a keresztmetszetben hirtelen változás következik be, a húsvastagságba $(1'):(2z)_1' = 15 \text{ cm}$, ezért a τ_1 értékről ugrásszerűen lecsökken a feszültség értéke. Az $M_{s1} = M_{s1}'$ -cel egyenlő, így a 3-szoros húsvastagság növekedés miatt:

$$\tau_1' = \frac{\tau_1}{3} = 113,84 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}.$$

Az összetett keresztmetszet súlypontjában (a hajlítás tengelyében) ébredő τ_s feszültség:

$$\tau_s = \frac{VM_s}{I_x(2z)},$$

ahol M_s -t a 9.18b ábra alapján határozzuk meg. A függőleges vonalkázású terület (téglalap és négyzet) statikai nyomatéka:

$$M_s = 5 \cdot 5 \cdot 3,75 + 15 \cdot 1,25 \cdot 0,625 = 105,47 \text{ cm}^3.$$

Ugyanerre az eredményre jutunk, ha a vízszintes vonalkázású terület statikai nyomatékát határozzuk meg:

$$M_s = 15 \cdot 3,75 \cdot 1,875 = 105,47 \text{ cm}^3.$$

A τ_s értéke számszerűen [a húsvastagság $(2z) = 15 \text{ cm}$]:

$$\tau_s = \frac{15000}{823,5} \frac{105,47}{15} = 128,08 \text{ kp/cm}^2.$$

A számított értékek alapján a feszültségábra megszerkeszthető, mivel a 9.1. táblázatban már említettük, hogy téglalap keresztmetszetenél parabola alakú a τ feszültségábra. A 9.19. ábrán a hajlítófeszültség ábráját is léptékarányosan megrajzoltuk. Ennek nevezetes pontjai:

A legnagyobb húzófeszültség:

$$\sigma_a = \frac{M_h}{I_x} e_1 = \frac{20000}{823,5} 6,25 = 151,8 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}.$$

A legnagyobb nyomófeszültség:

$$\sigma_b = \frac{M_h}{I_x} e_2 = \frac{20000}{823,5} 3,75 = 91,07 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}.$$

A két ábra (a nyírófeszültség és a hajlítófeszültség) alapján a legnagyobb τ feszültség helyén ébredő σ feszültséget is meg kell határozni, mivel a méretezéskor ezt többirányú (σ és τ) igénybevételként kell vizsgálni, és a redukált feszültséget kell kiszámítani. Az I jelzésű helyen a hajlítófeszültség:

$$\sigma_1 = \frac{M_h}{I_x} e = \frac{20000}{823,5} 1,25 = 30,4 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}.$$

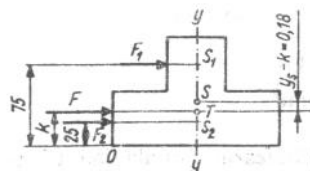
Az ilyen jellegű igénybevételek redukált feszültségének meghatározását lásd a 3. vagy 12. fejezetben.

A számpéldához kapcsolódóan kell említést tenni a τ feszültségek eredőjének meghatározásáról.

Ha a terhelés síkja a keresztmetszetnek nem szimmetriásíkja, akkor a nyírás okozta τ feszültségek eredője nem a terhelés síkjába eső S súlyponton, hanem a keresztmetszet egy másik jellegzetes pontján, nyíróközépponton, az ún. tau-középponton megy át (T pont). Ilyenkor a V nyíróerő és a τ feszültségek eredője erőpárt alkot, mely a keresztmetszetet az x tengely körül el akarja forgatni, tehát csavarásra is terheli. Ilyen esetekben a hajlítás okozta σ feszültségek lineáris megoszlása is megváltozik. Ha valamilyen okból kifolyólag nem tudunk az y tengelyre szimmetrikus keresztmetszetű tartót alkalmazni, akkor erre a jelenségre okvetlen tekintettel kell lenni.

A szimmetria tengelyen helyezkedik el a T jelzésű τ (nyírás) középpont. Tehát a kétszeresen vagy többszörösen szimmetrikus keresztmetszetek esetén a súlyponton esik egybe a T pont. Ha egy szimmetria tengely van, úgy ezen rajta fekszik a nyíróközéppont, és meghatározása csak a keresztmetszet geometriájától függ.

Az előző példánál a terhelés síkja megegyezett a keresztmetszet szimmetriásíkjával, tehát a nyíróerő eredője a súlyponton és a nyíróközépponton egyaránt átmegy. Ha a terhelés a szimmetriásíkra merőleges, akkor már vizsgálni kell a terhelés hatásvonalának helyzetét, ha el akarjuk kerülni a járulékos csavarás hatását. A 9.20. ábra segítségével határozzuk meg a T jelzésű τ középpontot. A feladat az, hogy a szimmetriásíkra merőleges F erővel hajlításra és nyírásra terhelt adott keresztmetszetű rúd T nyíróközéppontján menjen át a terhelés síkja (az F erő hatás-



9.20. ábra. τ középpont meghatározása

nek képelt elemek együtt hajlanak meg. Ennek az állapotnak megfelelő görbületi sugarak egyenlők, tehát a geometriai (alakváltozási) jellemzőjük azonos. Általában:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M_1}{I_1 E} = \frac{M_2}{I_2 E} = \dots = \frac{M_i}{I_i E}$$

A nyomatékok viszonya kifejezhető a velük arányos terhelőerők viszonyával:

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{F_1}{F_2} = \frac{I_1}{I_2} \text{ és stb.,}$$

$$\text{tehát } F_2 = F_1 \frac{I_2}{I_1} \dots F_i = F_1 \frac{I_i}{I_1}$$

Az F terhelőerő a részerők összege:

$$F = F_1 + F_2 \dots + F_i = F_1 \frac{I_1 + I_2 + \dots + I_i}{I_1}$$

ezért a felbontás akkor helyes, ha

$$F_1 = F \frac{I_1}{\sum_{n=1}^i I_n} \dots F_i = F \frac{I_i}{\sum_{n=1}^i I_n}$$

Jelen esetben

$$I_{y1} = \frac{5 \cdot 5^3}{12} = 52,08 \text{ cm}^4,$$

$$\text{és } I_{y2} = \frac{5 \cdot 15^3}{12} = 1406,26 \text{ cm}^4.$$

vonala!) Ha ezt megvalósítjuk, akkor elkerüljük a tartókeresztmetszet elcsavarodását. A feladat megoldását a terhelő F erő szétbontásával kezdjük. Az F terhelést az egyes keresztmetszetek súlypontjában támadó F_1 és F_2 erőkre bontjuk. A felbontás lehet tetszőleges, de az a helyes, ha úgy valósítjuk meg, hogy a szétbontás után különálló rudaknak képelt elemek együtt hajlanak meg. Ennek az állapotnak megfelelő görbületi sugarak egyenlők, tehát a geometriai (alakváltozási) jellemzőjük azonos. Általában:

Tehát a részerők bontása:

$$F_1 = F \frac{52,08}{52,08 + 1406,25} = 0,036F$$

$$\text{és } F_2 = F \frac{1406,25}{52,08 + 1406,25} = 0,964F.$$

Az eredő hatásvonala kimetszi a T középpont helyét az y szimmetriatengelyen. Ezt legegyszerűbben a nyomatéki tétel segítségével határozhatjuk meg:

$$0,036 \cdot F \cdot 7,5 + 0,964 \cdot F \cdot 2,5 = Fz; z = 2,68 \text{ cm.}$$

Összefoglalva a lényeget: Ha a 9.20. ábrán látható szelvényű rudat a $z = 2,68$ cm meghatározású T ponton átmenő F erővel terheljük, akkor elcsavarodás nélküli hajlítás és nyírás együttes fellépésére lehet számítani. Megjegyezzük, hogy az F erő nagysága nem játszott szerepet a meghatározásban, mivel lehet egyszerűsíteni az összefüggésben F -fel.

A 9.20. ábrán bejelöltük az S súlypont és a T nyíróközéppont közötti távolságot. Az adott keresztmetszeti adatok mellett ez 0,18 cm. Ha az F erő például a súlypontban támad, akkor a keletkező csavarónyomaték:

$$M_t = 0,16 F \text{ összefüggéssel határozható meg.}$$

Az $F = 15000$ kp felvételével

$$M_t = 0,18 \cdot 15000 = 2700 \text{ cm} \cdot \text{kp.}$$

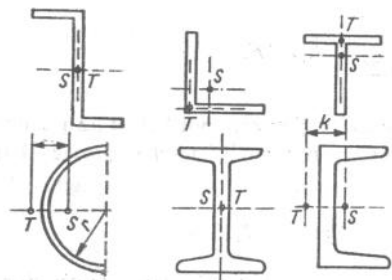
Ez az érték viszonylag kicsi, de a csavarónyomaték hatása annál veszélyesebb, mert nemcsak összetett igénybevételt okoz, hanem a feszültségek helyi alakulására nagyon jelentős hatással van.

A 9.14. ábra U szelvény nyíróközéppontjának vizsgálatát nem végeztük el, természetesen erre annál a feladatnál is szükség van.

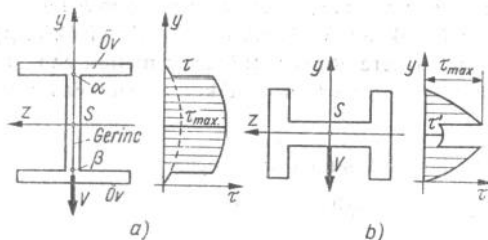
A 19. fejezetben bemutatott példa (19.14. ábra) esetén, bár U szelvényű a szerkezeti kialakítás, de szimmetrikus a tengelyekre tehát a nyíróközéppont (T) és a súlypont (S) közös pontba esik. Ilyenkor nem ébred járulékos csavarónyomaték.

A 9.21. ábrán néhány gyakrabban használt szelvény súlypontjának és nyíróközéppontjának meghatározását adtuk meg. A számszerű meghatározás a geometriai jellemzők alapján az előző példa módszere szerint lehetséges.

Különböző szelvényű (U , I , L stb.) szerkezeteknél a hirtelen keresztmetszet változásokat ugrásszerű feszültségváltozás követi. Ezek meghatározását minden esetben szükséges kiszámítani.



9.21. ábra. Gyakran alkalmazott szelvények súlypontja és nyírközéppontja



9.22. ábra. A terhelések irányának befolyása a feszültségek kialakulásánál

A 9.22. ábrán egy I szelvénynél kialakuló nyírófeszültségek ábráit szemléltetjük különböző irányú terheléseknél. Megjegyezzük, hogy ellenőrzésre a gerinc közepén (9.22a ábra) ébredő legnagyobb feszültséget úgy számítjuk, hogy csak a gerinc felszínét vesszük figyelembe

$$\tau_{\max} = \frac{V}{A_{\text{gerinc}}}$$

Ez az ellenőrzés nem pótolja a teljes feszültségábra ismeretét. Ez fokozottan vonatkozik az összetett szelvény kialakítású szerkezetekre (ilyen például a 9.14. ábra szelvény összeszerelése!).

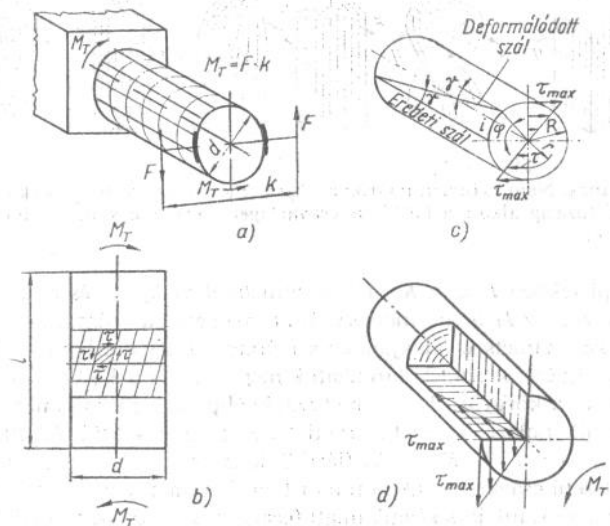
10. Méretezés csavaróigénybevételre

A 10.1a ábrán a rúd hossz tengelyére merőleges síkú erőpárok ún. tiszta csavaróigénybevételt hoznak létre. Ebben az esetben valamennyi keresztmetszetet azonos M_T csavarónyomaték veszi igénybe. A keresztmetszetben τ csúsztatófeszültség ébred, amelynek maximuma:

$$\tau_{\max} = \frac{M_T}{K_T}$$

A feszültségmegoszlás lineáris a sugár mentén (9.1c ábra):

$$\tau = \frac{M_T}{I_T} r$$



10.1. ábra. Csavaróigénybevétel értelmezése

A csavaróigénybevételű rúd tetszőleges pontjának feszültségi állapotát meghatározó Mohr-féle kör megegyezik a tiszta nyírásnál (9. fejezet) tárgyalt esettel (9.3. ábra). Természetesen a legnagyobb értéke a leg szélső szájakban ébred (τ_{\max}).

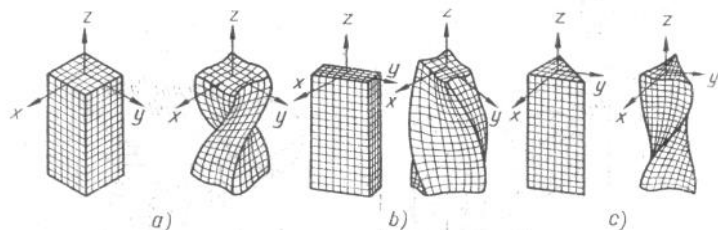
A rúd egymástól l távolságban lévő keresztmetszeteinek egymáshoz viszonyított szögelfordulása radiánban kifejezve (10.1c ábra):

$$\varphi = \frac{M_T l}{I_T G}$$

Az alakváltozás a hossz mentén növekszik lineárisan.

A csavaróigénybevételre vonatkozó feszültség és alakváltozás kifejezések a körszimmetrikus keresztmetszetű alkatrészekre érvényesek. Ezeknek az alakváltozás után is síkban fekvő marad a keresztmetszetük.

A nem körszimmetrikus keresztmetszetek a csavarás során nem maradnak síkok, az oldalélek is deformálódnak. A rúd deformációja elsősorban a keresztmetszet alakjától függ (10.2. ábra). Az ilyen nem körszimmetrikus, de tömör keresztmetszetű rudakra alkalmazható a feszültség és az alakváltozás kifejezése, de csak korlátozott alakváltozásig.



10.2. ábra. Nem körszimmetrikus keresztmetszetek esetén korlátozott alakváltozásig alkalmazhatók a csavaróigénybevételre vonatkozó összefüggések

A képletekben I_T és a K_T a keresztmetszet alakjától és méreteitől függő tényező. Az I_T a rúd merevségére a K_T pedig a szilárdságára jellemző. A keresztmetszet alakjának és méreteinek ismeretében az 10.1. táblázat kifejezései szerint határozhatók meg az I_T és a K_T értékei.

A kör és a körgyűrű keresztmetszeteknél poláris másodrendű nyomatéknak, ill. poláris keresztmetszeti tényezőnek nevezzük I_T , ill. K_T kifejezéseit: $I_T = I_p$ és $K_T = K_p$ (lásd 8. fejezetet). A kör és körgyűrű keresztmetszetű csavart rudak, a tömör tengely és a csőtengely alkalmazásaként, előnyös tulajdonságaik miatt (csapágyazás, egyszerű kialakítás stb.) nagymértékben terjedtek el a gépészetben.

Ugyancsak gyakori, hogy a forgótengelyek nyomatékátvitelét reteszek, ékek, bordástengely kialakítások segítségével valósítjuk meg. Az ilyen tengelykeresztmetszetek esetén számítható poláris másodrendű nyomatékok közelítő meghatározására alkalmas összefüggéseit tartalmazza a 10.2. táblázat.

Hazánkban alkalmazott ék- és reteszkötések (MSZ 33—73, MSZ 2303—70, MSZ 233—70 stb.) eseteire a másodrendű nyomatékok közelítő számítása:

egy horonyra

$$I_1 = \frac{d^4 \pi}{64} - t_1 b \left(\frac{d}{2} - \frac{t_1}{2} \right)^2$$

két horonyra

$$I_2 = \frac{d^4 \pi}{64} - 2t_1 b \left(\frac{d}{2} - \frac{t_1}{2} \right)^2$$

A poláris inercianyomaték $I_p = 2I$

A keresztmetszeti tényezők:

$$K_1 = \frac{I_1}{d}, \quad a \quad K_2 = \frac{I_2}{d} \quad \text{és} \quad K_p = 2K$$

A bordástengely profilra (MSZ 14480—76) a közelítő pontossággal meghatározott másodrendű nyomaték:

$$I = \frac{d^4 \pi}{64} + z b \frac{D-d}{2} \left(\frac{D+d}{4} \right)^2$$

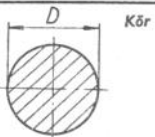
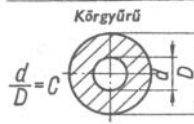
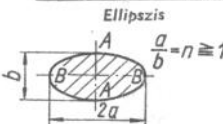
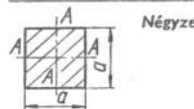
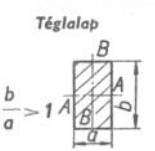


a keresztmetszeti tényezők

$$K = \frac{d^4 \pi}{32D} + \frac{z b}{16D} (D-d)(D+d)^2 \quad \text{és} \quad K_p = 2K$$

a keresztmetszet területe:

$$A = \frac{d^2 \pi}{4} + z b \frac{D-d}{2}$$

Csavarásnál alkalmazott különféle rúdkeresztmetszetek I_T másodrendű nyomatéka és K_T keresztmetszeti tényezője

A keresztmetszet alakja	I_T, cm^4	K_T, cm^3	A feszültségeloszlás jellemzése
 Kőr	$I_T = I_p = \frac{\pi D^4}{32}$ $I_p \approx 0,1D^4$	$K_T = K_p = \frac{\pi D^3}{16} \approx 0,2D^3$	A kerület minden pontjában τ_{\max} ébred
 Kőrgyűrű	$I_T = I_p = \frac{D^4 - d^4}{32} \pi$ vagy $I_p = \frac{\pi D^4}{32} (1 - C^4)$ $I_p = 0,10^4 (1 - C^4)$	$K_T = K_p = \frac{D^3 - d^3}{16D} \pi$ $K_p = \frac{\pi D^3}{16} (1 - C^3)$ $K_p \approx 0,2D^3 (1 - C^3)$	A külső körvonal minden pontjában τ_{\max} ébred. A belső körvonal pontjaiban $\tau = C\tau_{\max}$
 Ellipszis	$I_T = \frac{a^3 b^3}{a^2 + b^2} \pi$ $I_T = \pi \frac{n^3}{n^2 + 1} b^4$	$K_T = \frac{\pi a b^2}{2} = \frac{\pi n}{2} b^3$	Az A pontokban τ_{\max} ébred. A B pontokban $\tau_B = \frac{\tau_{\max}}{n}$
 Négyzet	$I_T = 0,141a^4$	$K_T = 0,208a^3$	Az A pontokban τ_{\max} ébred. A sarokpontokban $\tau = 0$
 Téglalap	Az A pontokban ébredő feszültség: $\tau_A = \frac{M_t}{a b a^2}$. A B pontokban ébredő feszültség: $\tau_B = \frac{M_t}{\beta a b^2}$. Az l távolságban levő két keresztmetszet egymáshoz képest: $\varphi = \frac{M_t l}{\gamma b^2 a G}$ szöggel csavarodik el. Az α, β és γ együttthatók értékeit a $\frac{b}{a}$ hányados függvényében a 10.3. táblázat tartalmazza.		
 Egyenlő oldalú háromszög	$I_T = \frac{a^4}{46,19} = \frac{h^4}{25,98}$	$K_T = 0,05a^3 = \frac{n^3}{12,99}$	Az oldalak közepén τ_{\max} ébred. A sarokban $\tau = 0$
 Szabályos hatszög	$I_T = 0,115b^4$	$K_T = 0,189b^3$	Az oldalak közepén τ_{\max} ébred. A sarokban $\tau = 0$

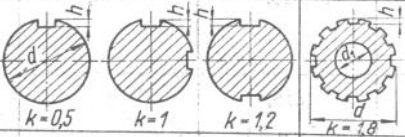
Az egyes rúd keresztmetszetek és a kör keresztmetszet szilárdságának és merevségének összehasonlítása

Területe, cm^2	Kör keresztmetszethez képest ébredő-feszültség mérték %-ban	A kör keresztmetszethez képest %-ban kifejezett alakváltozás mértéke	Megjegyzés
$A = \frac{\pi D^2}{4}$	100%	100%	
$A = \frac{D^2 d^2}{4} \pi$ $A = \frac{\pi D^2}{4} (1 - C^2)$	69% felvételnél $C = \frac{a}{D} = 0,5$	60% felvételnél $C = \frac{d}{D} = 0,5$	A keresztmetszet nagyon kedvező a csavaróigénybevétel felvételére
$A = \pi a b$	143% felvételnél $n = \frac{a}{b} = 2$	125% felvételnél $n = \frac{a}{b} = 2$	Feszültségfelvétele kedvező, az alakváltozást kedvezőbben viseli el
$A = a^2$	135,5%	84%	Merevsége kedvező. Szilárdságának kihasználtsága kedvezőtlen
$A = a b$	167% felvételnél $\frac{b}{a} = 2$	143% felvételnél $\frac{b}{a} = 2$	Nagyon kedvezőtlen a csavaróigénybevétel viselésére
$A = 0,433a^2$	165%	142%	A csúcsokban kihasználatlan. A kialakítást K és poligon profillal nagymértékben lehet javítani
$A = 0,866b^2$	123%	105%	A szabályos sokszög oldalainak növelésével tovább javítható a szilárdsága és a merevsége

Az I_T és K_T értékeinek, a keresztmetszet geometriai jellemzőinek szükség szerinti változtatásával biztosítjuk, hogy a keresztmetszetben ébredő legnagyobb feszültség $\tau_{\max} \cong \tau_{\text{meg}}$ és a legnagyobb szögelfordulás $\varphi_{\max} \cong \varphi_{\text{meg}}$ legyen. A τ_{meg} és φ_{meg} értékeit a 6. fejezetben közöltek szerint írjuk elő, ill. adjuk meg.

10.2 táblázat

Horonnyal gyengített tengelyek poláris másodrendű nyomatékai

Tengely keresztmetszet	
Poláris másodrendű nyomaték	$I_p = \frac{\pi(d-kh)^4}{32}$
	$I_p = \frac{\pi[(d-1,6h)^4 - d_1^4]}{32}$

Érdekes összehasonlítást eredményez a különböző keresztmetszetű csavart rudak és a kör keresztmetszetű tengely szilárdágának és merevségének viszonyítása.

A 10.1. táblázatban megadott keresztmetszetek legfontosabb geometriai jellemzőit is közöltük. Az összehasonlítás alapja, hogy keresztmetszeteik területei, a rudak (tengelyek) hosszúsága egyenlők és azonos anyagból készülnek. Példaként a négyzet és kör keresztmetszet összehasonlítását végezzük el.

1. A keresztmetszetek egyenlősége:

$$\frac{d^2\pi}{4} = a^2, \quad \text{és így} \quad d = 1,128 = a$$

esetére érvényes a további összehasonlítás.

2. Szilárdság összehasonlítását a rudakban ébredő legnagyobb feszültségek viszonyításával végezzük. Mindkét rudat ugyanakkora csavarónyomaték terheli. A legnagyobb feszültség a négyzetes rúd-
ban:

$$\tau_{\square} = \frac{M_T}{K_T} = \frac{M_T}{0,208 \cdot a^3};$$

a kör keresztmetszetű tengelyben

$$\tau_{\circ} = \frac{M_T}{\frac{d^3\pi}{16}};$$

az arányuk ($d = 1,128 \cdot a$ behelyettesítése után):

$$\frac{\tau_{\square}}{\tau_{\circ}} = \frac{\frac{M_T}{0,208 \cdot a^3}}{\frac{M_T}{\frac{d^3\pi}{16}}} = \frac{4,81 \cdot d^3}{5,09 \cdot a^3} = \frac{4,18 \cdot 1,128^3 \cdot a^3}{5,09 \cdot a^3} = 1,355.$$

A négyzet keresztmetszetű rúdban 35,5%-kal nagyobb feszültség ébred.

3. Merevségük összehasonlítását, a rudak elcsavarodásának viszonyával fejezzük ki, ha mindkettő

$$\tau_{\max} = \tau_{\text{meg}}$$

határig van megterhelve.

A négyzetes rúd megengedhető terhelése:

$$M_T = 0,208a^3\tau_m.$$

A kör keresztmetszetű tengely megengedhető terhelése:

$$M_T = \frac{d^3\pi}{16} \tau_m = \frac{1,128^3 \cdot a^3\pi}{16} \tau_m$$

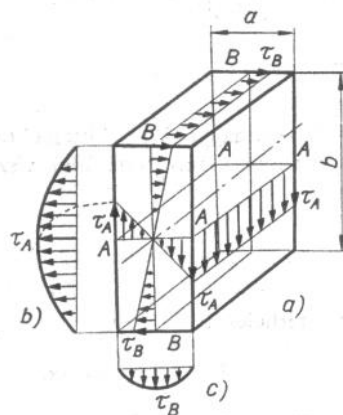
Az elcsavarodásaik aránya a $\varphi = \frac{M_T l}{I_T G}$ összefüggésbe behelyettesítés, és rendezés után:

$$\frac{\varphi_{\square}}{\varphi_{\circ}} = \frac{\frac{0,208a^3\tau_m l}{0,141 \cdot a^4 \cdot G}}{\frac{1,128^3 a^3 \pi \tau_m l}{16 \cdot 0,1 \cdot 1,128^4 a^4 G}} = \frac{1,128 \cdot 1,60 \cdot 0,208}{0,141\pi} = 0,84.$$

A négyzetes rúd merevsége a megengedett igénybevétel határára 16%-kal kisebb, mint a kör keresztmetszetű rúdé.

A gyakorlatban alkalmazott keresztmetszetek összehasonlításának eredményeit a 10.1. táblázatban közöljük. Részletesen a 10.3. ábrán egy téglalap keresztmetszetű csavart rúd feszültségmegoszlását mutatjuk be. A *b* és *c* ábrák az oldallapok mentén ébredő feszültség eloszlását mutatják. Az ábra bizonyítja, hogy a keresztmetszet szilárdságának kihasználtsága nagyon kedvezőtlen.

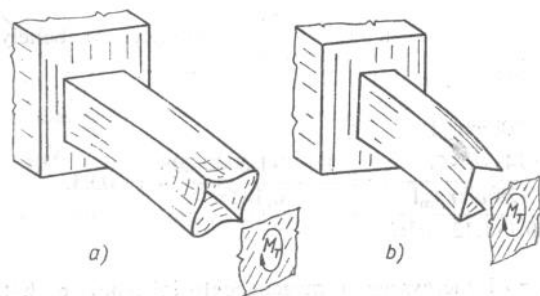
A τ feszültségek dualitása azt eredményezi, hogy nemcsak a keresztmetszet síkjában, hanem rá merőleges síkban is ébrednek feszültségek (10.1*b* és *d* ábra). Ennek a feszültségnek figyelembevétele a szerkezeti



10.3. ábra. Téglalap keresztmetszetű csavart rúd feszültségábrái



10.4. ábra. Vékonyfalú rudak
a) nyílt szelvényű; b) zárt szelvényű



10.5. ábra. Vékonyfalú rudak vetemedése

10.3. táblázat

Téglalap keresztmetszetű csavart rúd számításához szükséges tényezők

<i>b/a</i>	1	1,2	1,5	2	3	4	5	6	8	10	∞
α	0,208	0,219	0,231	0,246	0,267	0,282	0,291	0,298	0,307	0,313	0,333
β	0,208	0,196	0,180	0,155	0,118	0,095	0,078	0,067	0,052	0,042	0,00
γ	0,140	0,166	0,196	0,229	0,263	0,281	0,291	0,299	0,307	0,312	0,333

kialakításnál, ill. anyagmegválasztásnál szükséges. Például a csavarásra terhelt farúd felszínén hosszirányban repedések keletkeznek, mivel a szálak mentén kis ellenállású a τ feszültségekkel szemben. Szerkezeti kialakításnál pedig kerülni kell a hirtelen keresztmetszet-változásokat.

A repülőgépiparban, a gépjárműveknél, a vasúti vagonoknál stb. sűrűn előforduló kialakítás a különböző alakú vékonyfalú rúdszelvényekkel készülő szerkezet (10.4. ábra). A vékonyfalú rudak csavaró szilárdságra és alakváltozásra való méretezése eltér a tömör rudak méretezésétől. A nyílt szelvényű vékonyfalú rudak nagyon kicsi csavaróigénybevétel felvételére alkalmasak. A keresztmetszet síkja vetemedik, mint ahogy azt a 10.5*b* ábra mutatja. A vetemedést gátolva, a síkban ébredő τ feszültségek mellett a vetemedés miatt σ jellegű feszültségek (hajlítás) is kialakulnak.

Zárt szelvényű vékonyfalú rúd deformálódott alakja a 10.5*a* ábrán látható. A zárt szelvényű rúd sarkain σ jellegű (hajlító) feszültségek adódnak át.

Az ilyen jellegű terheléseket gátolt csavarásnak nevezzük. Méretezésükre és szerkezeti kialakításukra az irodalomban találunk megoldásokat. A csavaróigénybevétel számításának gyakorlására oldjunk meg két feladatot.

Az egyik végén befogott $D = 4$ cm átmérőjű és $l = 80$ cm hosszúságú, kör keresztmetszetű rúd szabad végét $M_T = 8000$ cm·kp csavarónyomaték terheli. A rúd $l_2 = 20$ cm hosszúságú $d = 2$ cm átmérőjű lyukat fúrunk (10.6. ábra).

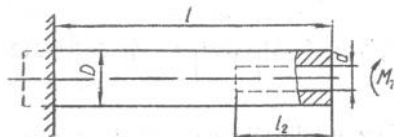
Mekkora a rúd szélső keresztmetszeteinek egymáshoz viszonyított szögelfordulása a rúd kifúrása előtt és után?

Mekkora a legnagyobb feszültség értéke kifűrés előtt és után?
A rúd acélanyagból készül

$$G = 800000 \text{ kp/cm}^2.$$

A tömör rúd kör keresztmetszetében ébredő feszültség:

$$\tau_{\max} = \frac{M_T}{K_T} = \frac{M_T}{\frac{D^3 \pi}{16}} = \frac{8000}{\frac{4,0^3 \cdot \pi}{16}} = 636,62 \text{ kp/cm}^2.$$



10.6. ábra. Számpélda

A kifűrt rúdrész, körgyűrű keresztmetszetében ébredő maximális feszültség $(c = \frac{d}{D} = 0,5 \text{ a körgyűrűnél})$.

$$\tau'_{\max} = \frac{M_T}{K_T} = \frac{8000}{0,2D^3(1-c^4)} = \frac{8000}{0,2 \cdot 4^3(1-0,5^4)}$$

$$\tau'_{\max} = 666,7 \text{ kp/cm}^2.$$

A feszültségnövekedés alig több 4,7%-nál.

A szögelfordulás kifűrés előtt:

$$\varphi = \frac{M_T l}{I_T G} = \frac{M_T l}{0,1D^4 G} = \frac{8000 \cdot 80}{0,1 \cdot 4,0^4 \cdot 800000} = 0,0312 \text{ rad.}$$

Kifűrés után a tömör rúd hossza $l_1 = l - l_2 = 60 \text{ cm}$.

A szögelfordulás:

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = \frac{M_T l_1}{I_{T1} G} + \frac{M_T l_2}{I_{T2} G} = \frac{M_T}{G} \left(\frac{l_1}{I_{T1}} + \frac{l_2}{I_{T2}} \right);$$

$$\varphi = \frac{M_T}{G} \left[\frac{l_1}{0,1D^4} + \frac{l_2}{0,1D^4(1-c^4)} \right];$$

$$\varphi = \frac{8000}{800000} \left[\frac{60}{0,1 \cdot 4,0^4} + \frac{20}{0,1 \cdot 4,0^4(1-0,5^4)} \right];$$

$$\varphi = 0,0323 \text{ rad.}$$

A szögelfordulás változása közelítőleg 2%-os.

Az A34. acélból készült $l = 1,4 \text{ m}$ hosszú közlőműtengelyt $M_T = 23000 \text{ cm} \cdot \text{kp}$ csavarónyomaték terheli. A tengely átmérője $d = 70 \text{ mm}$, a csúsztató rugalmassági modulus $G = 800000 \text{ kp/cm}^2$, és a megengedett szögelfordulás $\varphi_{\text{meg}} = 0,25^\circ \text{ m}^{-1}$.

Mekkora a tengely végeinek egymáshoz viszonyított szögelfordulása, és Wöhler II. terhelés esetén a méretek megfelelők-e szilárdságtanilag?

Az ébredő feszültség maximuma:

$$\tau_{\max} = \frac{M_T}{0,2d^3} = \frac{23000}{0,2 \cdot 7,0^3} = 335,3 \text{ kp/cm}^2.$$

A 6.2. táblázatból $\tau_{\text{meg}} = 550 \text{ kp/cm}^2$ értékű.

Mivel $\tau_{\text{meg}} \cong \tau_{\max}$ a tengely szilárdsága megfelelő.

Az alakváltozás meghatározása:

$$\varphi^\circ = \frac{180^\circ}{\pi} \frac{M_T l}{I_T G} = \frac{180^\circ}{\pi} \frac{M_T l}{0,1d^4 G} \text{ a kifejezésben a } \frac{180^\circ}{\pi} \text{ szor-}$$

zó a szög radián értékének fokokban való meghatározása miatt szerepel, mivel

$$\varphi^\circ = \frac{180^\circ}{\pi} \varphi$$

behelyettesítve a számértékeket:

$$\varphi^\circ = \frac{180^\circ}{\pi} \frac{23000 \cdot 140}{0,1 \cdot 7,0^4 \cdot 800000} = 0,96^\circ.$$

Az egy méterre vonatkoztatott szögelfordulás:

$$\vartheta_1 = \frac{\varphi^\circ}{l} = \frac{0,96^\circ}{1,4 \text{ m}} = 0,685^\circ \text{ m}^{-1}$$

ez az érték nagyon magas, a tengely merevsége nem megfelelő, szükség van a tengely átmérő növelésére.

Legyen $d = 90$ mm

$$\varphi^\circ = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{23000 \cdot 140}{0,1 \cdot 9^4 \cdot 800000} = 0,351^\circ,$$

$$\text{és } \vartheta_1 = \frac{\varphi^\circ}{l} = \frac{0,351^\circ}{1,4 \text{ m}} = 0,251^\circ \text{ m}^{-1},$$

ez az érték már elfogadható ($\varphi_{\text{meg}} = 0,25^\circ \text{ m}^{-1}$).

A méretváltoztatás szilárdsági túlméretezést jelent. A merevség növelésére viszont nagy szükség van, mert például a tengely rugóállandója, (amely a méreteknél függvénye) nagymértékben meghatározza az összekapcsolt gépek erőtani viszonyait. (Lásd majd a lengéstan, ill. az összekapcsolt gépek dinamikai vizsgálatát a 20. és 35. fejezetekben.)

11. Kihajlás

A nyomóigénybevétel törvényszerűségei csak „zömök”, a keresztmetszetükhöz képest nem túlságosan hosszú rudakra érvényesek. A „karcú” — a keresztmetszetükhöz képest hosszú — rudak nyomóerő hatására különlegesen viselkednek. Az ilyen jellegű rudak terhelhetőségét a geometriai jellemzőkön (keresztmetszetén, inercianyomatékán, hosszértékén) kívül a rudak megfogása (helyzet meghatározása) és az anyaga határozza meg.

A kihajlás állapota gyakorlatilag azt jelenti, hogy az adott „karcú” rúd egy bizonyos nyomóerő (nyomófeszültség) hatására a 11.1. táblázat ábráin látható alakot veszi fel, azaz kihajlik. A vékony vonallal rajzolt eredeti állapothoz — a mérhető (tényleges) hosszértékhez — képest meghatározhatjuk az ún. kihajlóhossz értékét, amely a rúd megfogásának függvénye. A megfogás hatása jelentősen befolyásolja a kihajlás jelenséget, ez jól érzékelhető az ábrákon.

Az elméleti és kísérleti eredmények igazolták, hogy a kihajlás — s az ezt követő törés — még az anyagra jellemző rugalmassági határ elérése előtt bekövetkezhet. Más esetben viszont a kihajlás csak akkor következik be, ha a feszültség már túllépte a rugalmassági határt. Az előbbi rugalmas (elasztikus) az utóbbit képlékeny (plasztikus) kihajlásnak nevezzük.

Ezek különválasztását, meghatározását és méretezését az anyag rugalmassági modulusza és λ az ún. karcúsági tényező határozza meg. Ennek értékét a: $\lambda = \frac{l_0}{i_{\min}}$ összefüggéssel számítjuk ki. A karcúsági tényező mértékegység nélküli jellemző.

A karcúsági tényező kifejezésében a kihajlóhossz (l_0) figyelembe veszi a rúd tényleges, a mérhető hosszán kívül az alkalmazott megfogást is (lásd 11.1. táblázatot).

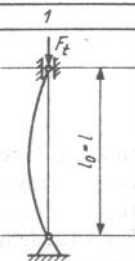


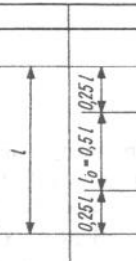
Az i_{\min} a minimális inerciasugarat jelenti. Ennek kifejezése az

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}} \text{ alakban írható fel. Az összefüggésben } I_{\min} \text{ a kihajló}$$

11.1 táblázat

A kihajlás alapesetei

A rúd megfogásának lehetőségei (modelljei) és a kihajlól hossz értékei
l = tényleges hossz ; l₀ = kihajló hossz

1	2	3	4
			
<p><i>A rúd mindkét vége csuklóban végződik. A kihajlás csak tengelyvonalon alakulhat ki.</i></p> <p style="text-align: center;"><i>l₀ = l</i></p>	<p><i>A rúd egyik vége befogott, a másik szabadon elmozdulhat. A kihajlás eltér az eredeti tengelyvonalától.</i></p> <p style="text-align: center;"><i>l₀ = 2l</i></p>	<p><i>A rúd egyik vége befogott a másik csuklóban végződik. Tengelyvonalon korlátozott a kihajlás lehetősége.</i></p> <p style="text-align: center;"><i>l₀ = 0,7l</i></p>	<p><i>A rúd mindkét vége befogott és a terhelés tengelyvonalon van vezetve. A tengelyvégek tovább korlátozzák a kihajlás létrejöttét.</i></p> <p style="text-align: center;"><i>l₀ = 0,5l</i></p>

rúd keresztmetszetének azon tengelyére számított inercianyomatéka, amelyre az összes lehetséges közül a legkisebb értéket kapjuk. A kísérletek, de a józan megfontolások is meggyőzően igazolják, hogy a rúd kihajlása mindig a keresztmetszet azon tengelyére merőlegesen következik be, amelyre az inercianyomaték értéke a legkisebb. Az *A* a keresztmetszet nagyságát jelenti az összefüggésben.

A λ karcsúsági tényező értelmezéséből következik, hogy magába foglalja a rúd összes geometriai jellemzőjét, beleértve a keresztmetszet célszerű kialakítását, geometriáját és az alkalmazott rúdmegfogást. Számítása az előzőek ismeretében könnyen lehetséges. A karcsúsági tényező számszerű meghatározása lehetővé teszi, hogy az alkalmazott anyag rugalmassági jellemzőinek ismeretében a rugalmas és a képlékeny

(plasztikus) kihajlást elhatároljuk egymástól. A határesetet képező λ_p értékeket a különböző anyagokra a 11.2. táblázat adja meg. Ha $\lambda \equiv \lambda_p$, azaz a számított karcsúsági tényező nagyobb (vagy egyenlő), mint a határt jelentő érték, úgy rugalmas kihajlásról van szó. Ha $\lambda < \lambda_p$, úgy plasztikus a kihajlás, tehát a törés a rugalmassági határ felett következik be.

11.2. táblázat

A törőfeszültség meghatározása

Anyagminőség	Rugalmassági modulus	σ_t kihajlási törőfeszültség, kp/cm ²		
		Az Euler-féle (rugalmas) kihajlás esetén	A karcsúsági tényező határértéke	A Tetmajer-féle (plasztikus) kihajlás esetén
Öntöttvas	1000000	$\frac{9870000}{\lambda^2}$	80	7760 – 120 λ + 0,53 λ^2
Ötvöztelen acél A 34; A 38	2100000	$\frac{20730000}{\lambda^2}$	105	3100 – 11,4 λ
Ötvöztelen acél A 50; A 60	2200000	$\frac{21710000}{\lambda^2}$	89	3350 – 6,2 λ
Ötvözött acél (nemesített)	2000000	$\frac{19740000}{\lambda^2}$	112	3030 – 12,9 λ
Nikkel acél (Ni 5%-ig)	2100000	$\frac{20730000}{\lambda^2}$	86	4700 – 23 λ
Fenyőfa	100000	$\frac{987000}{\lambda^2}$	100	293 – 1,94 λ
Tölgyfa	125000	$\frac{1233700}{\lambda^2}$	100	375 – 2,5 λ

A rugalmas kihajlás törvényszerűségét *Euler* határozta meg először, ezért róla nevezték el. Alapösszefüggése a törőfeszültségre vonatkozik:

$$\sigma_t = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}, \quad \text{ahol } \lambda = \frac{l_0}{i_{\min}} \quad \text{és} \quad i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}}$$

Ennél a feszültségértéknél következnek be a kihajlás jelensége. Mivel ez az állapot még a nyomás határhelyzete, ezért a törőerő a nyomás összefüggéséből határozható meg.

$$F_t = \sigma_t A.$$

Behelyettesítve az alapösszefüggést, és rendezve:

$$F_t = \pi^2 \frac{I_{\min} E}{l_0^2}.$$

Mivel a kihajlást el akarjuk kerülni, ezért a törőerőnél kisebb terhelést engedünk meg.

A megengedett erőhatás: $F_{\text{meg}} = \frac{F_t}{b}$, vagy a

megadott feszültség: $\sigma_{\text{meg}} = \frac{\sigma_t}{b}$.

A biztonsági tényező értékei:

acélanyagokra $b = 1,7 \dots 3,5$ (a karcsúsággal növekszik);

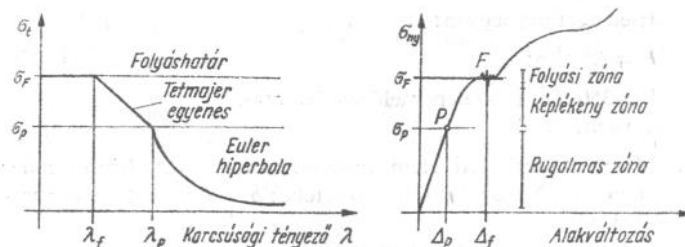
öntöttvasra $b = 6$;

gépszerkezetekre $b = 6 \dots 10$ (a megbízhatóság igényével növekszik);

fára $b = 4 \dots 5$.

Ha a karcsúsági tényező értéke kisebb, mint a λ_p az anyagra jellemző határérték, úgy képlékeny (plasztikus) kihajlásról beszélünk. A plasztikus zónában bekövetkező kihajlás tulajdonságait *Tetmajer* vizsgálta, ezért róla neveztek el az összefüggéseket. A kísérletek alapján azt az eredményt kapta, hogy a törőfeszültség nagysága a karcsúsági tényező függvénye, és acélokra és fára lineáris, öntöttvasra pedig másodfokú kapcsolatú. Természetesen ezekben az esetekben is csak a biztonsági tényezővel csökkentett feszültség engedhető meg a rudakban és szerkezetekben. Értékei megegyeznek az előzőekben közöltekkel.

A 11.2. táblázatban különböző anyagminőségekre adtuk meg a karcsúsági tényező határértékeit. Az általunk méretezett rúd (szerkezet) karcsúsági tényezőjét kell összehasonlítani az előzőekben említett határ-

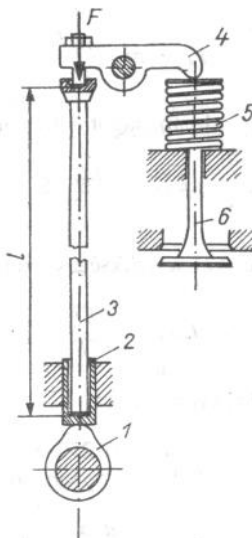


11.1. ábra. Terhelési szakaszok értelmezése

értékekkel. Az összehasonlítás után a rúd, ill. a szerkezet geometriai jellemzői és a megfogása egyértelműen meghatározzák, hogy képlékeny (plasztikus) vagy rugalmas (elasztikus) kihajlás esetére kell-e méreteznünk. A törőfeszültség meghatározásának összefüggéseit mindkét esetre tartalmazza a táblázat. Természetesen a folyási határnál, σ_F -nél nagyobb feszültséget semmiképpen nem engedhetünk meg, tehát az acélokra vonatkozó *Tetmajer*-egyenest csak a σ_F értékig terjedő (azaz σ_p és σ_F közé eső) szakaszt tekintjük érvényesnek. Ha tehát a számításnál a σ_t értéke σ_F -nél nagyobbra adódna, akkor is csak σ_F -fel számolunk: a *Tetmajer*-egyenest σ_F -nél megtörik, és vízszintesen folytatódik. Öntöttvas esetén az előzőekben közöltek ugyanúgy érvényesek, de nem egyenest, hanem másodfokú görbét zár le a folyáshatár egyenese.

Az 11.1. ábrán együtt mutattuk be a törőfeszültség—karcsúsági tényező függvényét, és a nyomódiagram—alakváltozás görbét. A kritikus terhelési szakaszok — a rugalmas, a képlékeny, és a folyási zónák — együttes ábrázolása képiessé teszik a kihajlási viszonyok vizsgálatát.

A 11.2. ábrán egy négyütemű belsőgésű motor szelepvezérlését láthatjuk. Az 1 a büttyös tengelyt, a 2 az emeltyűt, a 3 szelepemelő szárt, a 4 a hibát (két karú emelőt), az 5 szeleprugót, a 6 a szelepet jelenti. A szelep nyitáshoz szükséges erőhatás — amely a rugóerőt győzi le — természetesen meghatározható, és ennek ismeretében a szelepemelőszárt terhelő erő is számítható.



11.2. ábra. Számpélda

Jelen esetben legyen:

$$F = 250 \text{ kp};$$

$l = 350 \text{ mm}$ (a szelepemelőszár hossza),
anyaga: A 60.

Mivel a szerkezeti elem igényes, pontos megbízható működést igényel, ezért a biztonsági tényező értéke: $b = 6$ legyen rugalmas kihajlás esetén.

1. Határozzuk meg a szár átmérőjét úgy, hogy rugalmas kihajlásoként vizsgáljuk az esetet. Ekkor tömör — kör keresztmetszetű — legyen a szár.

2. Változtassunk úgy a geometriai kialakításon — körgyűrű-keresztmetszetű megoldással —, hogy a kihajlás *Tetmajer*-féle (plasztikus) legyen. Mekkora a biztonsági tényező értéke, ha a minimális inercianyomaték azonos nagyságú, mint a rugalmas kihajlásnál. Az eredményül kapott biztonsági tényező értékelését végezzük el.

3. Értékeljük a megfogás különböző lehetőségeinek megoldásait.

Mivel a jelenlegi megfogás két csuklós modellel helyettesíthető, így a kihajláshossz: $l_0 = l$.

1. A törőerő:

$$F_t = \pi^2 \frac{I_{\min} E}{l^2},$$

és a biztonságot is figyelembe véve:

$$bF = \pi^2 \frac{I_{\min} E}{l^2}.$$

Ebből a szükséges (minimális) inercianyomaték:

$$I_{\min} = \frac{bEl}{\pi^2 E},$$

behelyettesítve:

$$I_{\min} = \frac{6 \cdot 250 \cdot 35^2}{\pi^2 2200000} = 0,0846 \text{ cm}^4;$$

$$I_{\min} = \frac{d^4 \pi}{64} = 0,0846 \quad \text{összefüggésből};$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 I_{\min}}{\pi}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 0,0846}{\pi}} = 1,145 \text{ cm} \approx 1,2 \text{ cm} = 12 \text{ mm}$$

szárátmérő szükséges.

A minimális inerciasugár:

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}} = \sqrt{\frac{\frac{d^4 \pi}{64}}{\frac{d^2 \pi}{4}}} = \frac{d}{4} = \frac{12}{4} = 3 \text{ mm}.$$

A karcsúsági tényező:

$$\lambda = \frac{l_0}{i_{\min}} = \frac{350}{3} = 116,6 > 89,$$

így a kihajlás — természetesen — rugalmas.

Az ébredőfeszültség:

$$\sigma_{ny1} = \frac{F}{A} = \frac{250}{\frac{1,2^2 \pi}{4}} = 221,05 \text{ kp/cm}^2.$$

2. A körgyűrű-keresztmetszetű szelepemelőszár külső átmérője legyen $d_k = 14 \text{ mm}$. A d_b belső átmérőt a minimális inercianyomaték ismeretében határozhatjuk meg:

$$I_{\min} = \frac{(d_k^4 - d_b^4) \pi}{64} \quad \text{ből} \quad d_b = \sqrt[4]{\frac{d_k^4 - \frac{64 I_{\min}}{\pi}}{\pi}},$$

behelyettesítve:

$$d_b = \sqrt[4]{1,4^4 - \frac{64 \cdot 0,0846}{\pi}} = 1,206 \text{ cm} \approx 1,2 \text{ cm} = 12 \text{ mm}.$$

A falvastagság:

$$s = \frac{d_k - d_b}{2} = 1 \text{ mm}.$$

A minimális inercianyomaték: $I_{\min} \approx 0,0866 \text{ cm}^4$.

A keresztmetszet:

$$A_0 = \frac{(d_k^2 - d_b^2)\pi}{4} = \frac{(1,4^2 - 1,2^2)}{4} = 0,408 \text{ cm}^2.$$

A minimális inerciasugár:

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A_0}} = \sqrt{\frac{0,0846}{0,408}} = 0,455 \text{ cm} = 4,55 \text{ mm}.$$

A karcsúsági tényező értéke körgyűrű-keresztmetszet esetén:

$$\lambda = \frac{350}{4,55} = 76,92 < 89,$$

így a kihajlás már a plasztikus zónában következne be.

A keletkező feszültség körgyűrű-keresztmetszet alkalmazása esetén:

$$\sigma_{ny2} = \frac{F}{A_0} = \frac{250}{0,408} = 612,75 \text{ kp/cm}^2.$$

Az 1. és a 2. méretezése alapján — az összehasonlításunk után — egyértelmű a következtetésünk: A geometriai változtatás — a körgyűrű-

keresztmetszet kialakítás — nagyobb anyagkihasználást $\left(\frac{\sigma_{ny2}}{\sigma_{ny1}} = \frac{612,75}{221,05} = 2,77\text{-szorosot}\right)$, és anyagtakarékosságot $\left(\frac{A_0}{A} = \frac{0,408}{1,131} = 0,358\right)$ eredményez. Tehát 64,2%-os megtakarítást.

A biztonsági tényező meghatározásánál a Tetmajer-féle törőfeszültség kifejezéséből indulunk ki (11.2. táblázat):

$$\sigma_t = 3350 - 6,2 \lambda, \text{ ahol } \sigma_t = b \sigma_{ny2},$$

behelyettesítve és rendezve:

$$b = \frac{3350 - 6,2 \lambda}{612,75} = \frac{3350 - 6,2 \cdot 76,92}{612,75} = 4,69.$$

Az eredményül kapott biztonsági tényező megfelel a várakozásunknak; mivel az előzőekben már említettük, hogy a karcsúsági tényező növe-

kedésével a biztonsági tényező értékének is növekednie kell, viszont a karcsúság csökkenése kisebb biztonsági tényező előírását enged meg. Ez az értékelésünk összhangban van a 11.1. ábrával kapcsolatos vizsgálatunkkal. A karcsúsági tényező csökkenésével mindinkább megközelítjük a folyáshatárhoz tartozó σ_F értéket. Ennek nagysága az A 60 acél esetén a következőképpen fejezhető ki:

A törőfeszültség (σ_t) egyenlő a folyáshatárral (σ_F), és ezt behelyettesítve a Tetmajer-féle összefüggésbe meghatározhatjuk a λ_F értékét ($\sigma_F = 3000 \text{ kp/cm}^2$) az MSZ 500-74-ből:

$$3000 = 3350 - 6,2 \lambda_F,$$

$$\lambda_F = 56,45.$$

Ehhez az értékhez közelítő karcsúsági tényező értékek mindinkább a nyomóigénybevételre való méretezésnek megfelelő esetet jelentik. Erre vonatkozó biztonsági tényező meghatározások pedig a 6. fejezetben közöltek szerint történik. A mi példánkban a folyáshatárra vonatkozó biztonsági tényező:

$$b = \frac{\sigma_F}{\sigma_{ny2}} = \frac{3000}{612,75} = 4,891 \text{ értékű.}$$

Mivel ez nagyobb, mint a plasztikus kihajlás értelmezésével meghatározott biztonsági tényező (4,69) ezért — természetesen — azt az értéket kell figyelembe venni a méretezésnél.

3. A karcsúsági tényező meghatározásánál jelentős szerepe van a rúd megfogási lehetőségeinek. Hibás szerkezeti kialakítás nagymértékben leronthatja a kialakuló kihajlási viszonyokat. Így például a 11.1. táblázat szélső értékeit (megfogási lehetőségeit) véve figyelembe (1., ill. 4. eseteket), a kihajlóló hossz — és így a karcsúsági tényező — négyszeresére növekedhet. A következtetésünk egyértelmű, törekedni kell a legkedvezőbb megfogási lehetőségeket alkalmazni.

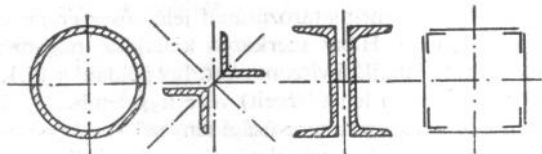
A vizsgált esetünkben a következő megfontolásokat tehetjük:

— A szelepemelőszár himba felőli végén, csak csuklós (gömbi fel-fekvés) megfogás lehetséges. Megjegyezzük, hogy a „csuklós” ellendarbja csavarmegoldású és utánállítási lehetőséget biztosít a szelephézag beállítására.

— A bütykös tengely felőli oldalon, az emeltyű már bizonyos lehetőséget ad a változtatásra. A szelepemelőszár az emeltyűbe való illesztésével már elérhetjük, hogy a „csuklós” mozgást korlátozzuk. Természetesen ez nem befogás, de bizonyos korlátozást — és így kihajlólóhosszcsökkenést — eredményez.

— Hosszabb szelepemelőszár esetén megoldható szerkezeti kialakítás, hogy a szár közepe táján még egy vezetést alkalmazunk. Az így megoldott „vezetés”, (amely illesztést jelent) természetesen nem befogás, de megbontja a mérhető, a tényleges hossz — és így a kihajlójóhossz — nagyságát is. Ez a megoldás csökkenti a legnagyobb mértékben a karcsúsági tényező értékét.

A számpélda megoldása és értékelése után ismételten utalunk a λ karcsúsági tényező értelmezéséből levonható következtetések — a gyakorlatban nagyon sűrűn alkalmazott — egyik megoldására. Ha sikerül a karcsúsági tényező nagyságát csökkenteni, úgy a törőfeszültség értékét — és így a megengedhető terhelést — növelni tudjuk. Tehát ugyanolyan anyagfelhasználás mellett alkalmasan megválasztott vagy kialakított keresztmetszettel a rúd teherbírása jelentősen növelhető. Ha a keresztmetszetet pl. üregesre készítjük — s ezzel az anyagot a szélekre visszük, ahol a nagyobb feszültségek ébrednek — még azonos nagyságú keresztmetszet esetén is megnöveljük az inercianyomaték és így az inerciasugár értékét is. Ez együtt a karcsúsági tényező csökkentését vonja maga után, azonos megfogást feltételezve. Akár rugalmas, akár képlékeny kihajlás esetéről van szó az ismertetett összefüggések, karcsúsági tényezővel való kapcsolatának következményeképpen, nő a törőfeszültség s ezzel a rúd teherbírása. Ezért kedveltek a síkgyűrű-keresztmetszetű és a különböző idomacélokból vagy hengerelt szelvényekből kialakított rudak és oszlopok (11.3. ábra).



11.3. ábra. Teherviselésre kedvező szelvények

Ezeknek az acélszerkezetek kialakításánál van a leggyakrabban előforduló alkalmazása. A teherhordó acélszerkezetek erőtanai tervezésével és szerkezeti kialakításával az MSZ 15024/1–75 foglalkozik. A szabványkihajlással és általános méretezéssel kapcsolatos — mindenfajta acélszerkezetre közös és általános érvényű — megállapításait kivonatolva közöljük, mivel a gépek és berendezések működésével ezek szoros kapcsolatban vannak (lásd például 34. fejezetet).

A szabvány az alkalmazott acélminőségeket három szilárdsági csoportba sorolja (11.3. táblázat). Ha a táblázatban közölt leggyakrabban

11.3. táblázat

Acélminőségek szilárdsági csoportba sorolása

Szilárdsági csoport jele	Az acél minőségének jele az		
	MSZ 500	MSZ 6280	MSZ 29/2
	szabvány szerint		
37	A 38, A 38 X, A 38 B	37 B, 37 C	A 35
45	—	45 B, 45 C	A 45
52	—	52 C	—

alkalmazott acél minőségektől eltérő szerkezeti anyagot használunk, úgy az alapanyag jellemzői alapján kell besorolni a megfelelő szilárdsági csoportba. Az AO minőségű acél a 37 szilárdságú csoportba tartozik, de csak alárendelt jelentőségű, nem hegesztett, nem ismétlődő igénybevételű (kifáradásos jellegű) szerkezeteknél használható.

A szerkezeti anyagok határfeszültség értékeit a szilárdsági csoportok szerint a 11.4. táblázat tartalmazza. A tartó típusa és igénybevételi módja szerinti határfeszültségek legfeljebb 40 mm tömör vastagságú, ill. átmérőjű — megfelelő szerkezeti anyagból készült — szerkezetekre vonatkoznak. Az AO minőségű acél esetén a 37 szilárdsági csoporthoz tartozó határfeszültségek 0,7-szerese engedhető meg. Ha különböző teherbírési követelmények nem írják elő a 2. sorszámú határfeszültség figyelembevételét és a keresztmetszeten belüli képlékeny-feszültség átrendezés bizonyos teherbírasi tartalékot biztosít, úgy a szilárdságtani alapon meghatározott legnagyobb feszültséget (szélsőségi feszültséget) kell összehasonlítani az 1. sorszám alatti határfeszültségekkel.

A táblázatok összeállításánál — és a szilárdsági méretezésnél is — a következő anyagjellemzők figyelembevételét ajánlja a szabvány:

$$\text{Rugalmassági tényező: } E = 210000 \text{ kp/cm}^2.$$

$$\text{Nyírási rugalmassági tényező: } G = 81000 \text{ kp/cm}^2.$$

$$\text{Hőtágulási együttható: } \alpha_1 = 0,00012 \frac{1}{\text{C}^\circ}.$$

A szabvány megadja az acélszerkezetek kötésénél felhasznált; szegecsek, csavarok, varratok, lehorgonyzó csavarok, saru- és csuklóelemek és alkatrészek határfeszültség értékeit is.

11.4. táblázat

Szerkezeti anyagok határfeszültségei

Sor-szám	A tartó típusa és igénybevételi módja		Határfeszültség			
			jele	37	45	52
				jelű szilárdsági csoportú anyagra, kp/cm ²		
1	Tömör (gerinclemezes) tartó, hajlításból származó húzás és nyomás		σ_H	2000	2400	2800
2	Rácsos tartó, központosan és külpon-tosan nyomott tömör (gerinclemezes) tartó, oszlop		σ_H	1900	2300	2600
3	Összehasonlító feszültség		$\sigma_{\delta H}$	2000	2400	2800
4	Tömör (gerinclemezes) tartó, alapanyag, nyírás		τ_H	1150	1400	1600
5	Palástnyomás	tömör (gerinclemezes)	σ_{pH}	3500	4200	4900
6		rácsos		3300	4000	4600
7		átlagos értéke csapok felületén		2400	3000	3600

A szilárdsági méretezésnél, ill. vizsgálatnál igazolni kell, hogy a vizsgált igénybevételi módnál és az alkalmazott anyagnál a 11.4. táblázatból választott határfeszültség nagyobb — az előírt biztonságszorosá-
val, — mint a terhelésből számított mértékadó feszültség.

Az összehasonlító feszültséget síkbeli feszültségi állapot esetén a feszültségösszetevőkből a:

$$\sigma_{\delta} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

összefüggéssel számítjuk a méretezés munkaelmélete szerint.

Központosan és külpon-tosan húzott rudak esetén a keresztmetszet szélső szálában — a húzóerőből és a vele egyidejű hajlítónyomatékból — számítható mértékadó feszültségnek kisebbnek kell lennie, mint a 11.4. táblázat 2. sorszáma alatt megadott határfeszültség.

A szerkezet keresztmetszetének jellemző méreteit — a felület, az inercianyomaték, a keresztmetszeti tényező nagyságát — a szegecs, ill.

csavarlyukak levonásának figyelembevételével kell meghatározni a szilárdsági vizsgálatnál. Stabilitás vizsgálatnál (kihajlás, horpadás, kifordulás esetén) a teljes (gyengítetlen) keresztmetszettel kell számolni.

11.5. táblázat

σ_{KH} kihajlási határfeszültség

A rúd karcúsága, λ	σ_{KH} kihajlási határfeszültség			A rúd karcúsága, λ	σ_{KH} kihajlási határfeszültség		
	37	45	52		37	45	52
	szilárdsági csoport esetén, kp/cm ²				szilárdsági csoport esetén, kp/cm ²		
0	1900	2300	2600	125	726	753	768
5	1898	2297	2596	130	682	705	718
10	1891	2287	2583	135	641	661	672
15	1880	2271	2562	140	604	621	630
20	1864	2247	2532	145	569	584	592
25	1843	2217	2493	150	537	550	557
30	1818	2178	2444	155	507	519	525
35	1786	2132	2384	160	480	490	495
40	1750	2078	2314	165	455	463	468
45	1707	2015	2232	170	431	439	443
50	1659	1943	2141	175	409	416	420
55	1605	1864	2040	180	389	395	398
60	1546	1778	1933	185	370	375	378
65	1482	1687	1820	190	352	357	360
70	1415	1593	1706	195	336	340	342
75	1345	1498	1592	200		322	
80	1274	1404	1482	205		308	
85	1202	1312	1376	210		294	
90	1132	1224	1277	215		280	
95	1064	1141	1185	220		268	
100	999	1063	1099	225		258	
105	937	991	1021	230		247	
110	878	924	949	235		237	
115	824	862	883	240		228	
120	773	805	823	245		219	
				250		210	

Megjegyzés:

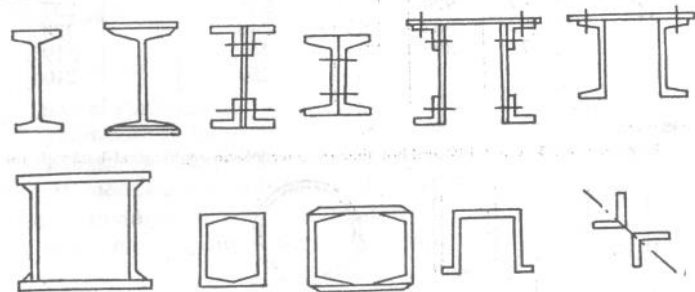
Közbenső értékek a táblázatokból lineáris interpoláció segítségével határozhatók meg



11.6. táblázat

 σ_{KH} kihajlási határfeszültség

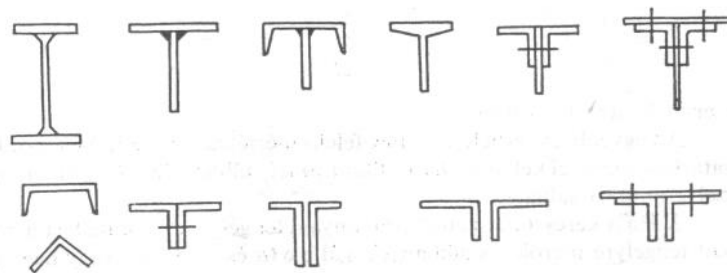
A rúd karcsúsága, λ	σ_{KH} kihajlási határfeszültség			A rúd karcsúsága, λ	σ_{KH} kihajlási határfeszültség		
	37	45	52		37	45	52
	szilárdsági csoport esetén, kp/cm ²				szilárdsági csoport esetén, kp/cm ²		
0	1900	2300	2600	125	668	693	706
5	1897	2296	2595	130	628	649	660
10	1889	2284	2579	135	590	608	618
15	1875	2263	2553	140	556	571	580
20	1855	2235	2516	145	524	537	545
25	1830	2197	2468	150	494	506	513
30	1798	2150	2408	155	467	477	483
35	1760	2094	2336	160	442	451	456
40	1716	2030	2253	165	418	426	431
45	1666	1956	2160	170	397	404	408
50	1610	1874	2056	175	376	383	386
55	1549	1786	1946	180	358	363	366
60	1482	1693	1831	185	340	345	348
65	1413	1596	1714	190	324	329	331
70	1341	1499	1597	195	309	313	315
75	1267	1402	1484	200		296	
80	1194	1308	1377	205		283	
85	1123	1219	1275	210		271	
90	1054	1134	1181	215		259	
95	988	1055	1093	220		248	
100	925	981	1013	225		237	
105	866	913	940	230		227	
110	811	851	873	235		218	
115	760	794	812	240		210	
120	712	741	757	245		202	
				250		194	



11.7. táblázat

 σ_{KH} kihajlási határfeszültség

A rúd karcsúsága, λ	σ_{KH} kihajlási határfeszültség			A rúd karcsúsága, λ	σ_{KH} kihajlási határfeszültség		
	37	45	52		37	45	52
	szilárdsági csoport esetén, kp/cm ²				szilárdsági csoport esetén, kp/cm ²		
0	1900	2300	2600	125	609	638	655
5	1895	2293	2591	130	574	600	615
10	1880	2271	2563	135	542	565	578
15	1856	2236	2518	140	513	533	544
20	1823	2187	2456	145	485	503	513
25	1781	2127	2380	150	459	475	484
30	1731	2056	2290	155	436	450	458
35	1675	1976	2191	160	413	426	433
40	1613	1889	2083	165	393	404	410
45	1547	1796	1970	170	373	383	389
50	1477	1701	1855	175	355	365	370
55	1406	1605	1739	180	339	347	352
60	1333	1510	1626	185	323	330	335
65	1262	1416	1517	190	308	315	319
70	1191	1326	1413	195	295	301	304
75	1122	1240	1314	200		284	
80	1056	1158	1222	205		272	
85	993	1082	1136	210		260	
90	934	1010	1057	215		249	
95	877	944	984	220		238	
100	825	882	917	225		228	
105	775	825	855	230		219	
110	729	773	798	235		211	
115	686	724	746	240		203	
120	646	679	699	245		196	
				250		189	



Központosan nyomott tömörszelvényű és állandó keresztmetszetű rudak esetén a mértékadó nyomóerőből számítható átlagfeszültségnek — a biztonsági tényező figyelembevételével — kisebbnek kell lennie mint a 11.5. 11.6. és 11.7. táblázatokban megadott határfeszültségek. Ezek a feszültségértékek a rúd karcsúságának és az alkalmazott szerkezeti anyag szilárdsági csoportjának függvényében vannak meghatározva. A λ karcsúsági tényező számszerű meghatározása megegyezik a rugalmas, ill. képlékeny kihajlásnál alkalmazott módszerrel. Megemlítjük, hogy az említett táblázatok határfeszültség-értékei nagyobb biztonsággal számított értékek, mint ahogy a rugalmas, ill. képlékeny kihajlás összefüggéseinek segítségével számítanánk.

Változó keresztmetszetű, és inercianyomatékú — de állandó nyomóerővel terhelt rúd vizsgálatánál — az ún. ideális inerciasugárral kell számolnunk:

$$i_k = \sqrt{\frac{I_k}{A_{\min}}}$$

ahol, A_{\min} a rúd keresztmetszetének legkisebb területe, és I_k a rúd legkisebb és legnagyobb inercianyomatékának egy olyan átlagértéke, amelyre nézve a szabvány táblázatos értékeket közöl.

Központosan nyomott osztott keresztmetszetű rudak két vagy több különálló részből állnak, amelyeket rácsoszás, vagy összekötőlemezek (hevederek, koszorúk) fognak össze. A 11.8. táblázat a leggyakrabban alkalmazott kialakítások ábráit közli. Az *a...e* ábrákon az $x-x$ tengelyt anyagi tengelynek, a rá merőleges tengelyt $y-y$ tengelyt pedig szabad tengelynek nevezzük. Az *f...g* ábrák szerinti és hasonló kialakítású keresztmetszeteknél anyagi tengely nincs.

A kihajlás vizsgálatánál három esetet különböztetünk meg:

1. Ha a kihajlás anyagi tengelyre merőlegesen vizsgálható, úgy a rúd tömör keresztmetszetűnek tekinthető. A karcsúsági tényező értéke:

$$\lambda_x = \frac{l_x}{i_x}$$

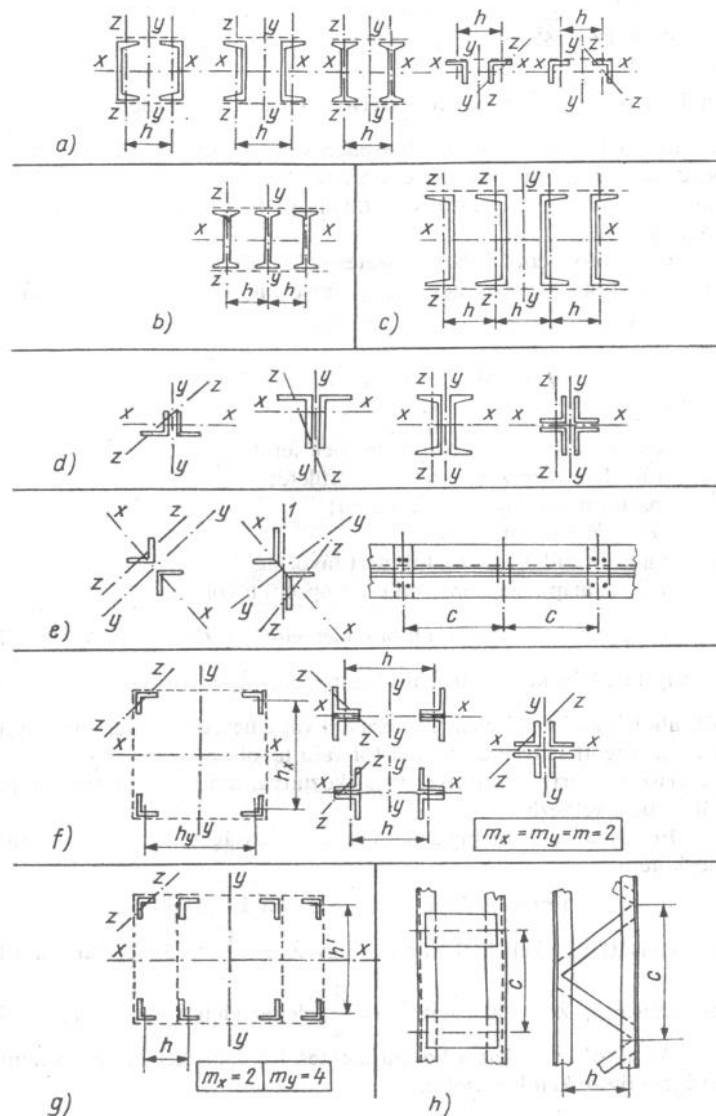
szerint határozható meg.

Az egyenletes terhelésnek megfelelő mértékadó feszültséget azzal a határfeszültséggel kell összehasonlítani, amely táblázatban a rudat alkotó szelvény megtalálható.

2. Ha a keresztmetszetnek van anyagi tengelye, de a kihajlást a szabad tengelyre merőleges síkban vizsgáljuk (*a* és *e* ábra vagy hasonló

11.8. táblázat

Különböző gyakran alkalmazott acélszerkezeti kialakítások



Központosan nyomott tömörszelvényű és állandó keresztmetszetű rudak esetén a mértékadó nyomóerőből számítható átlagfeszültségnek — a biztonsági tényező figyelembevételével — kisebbnek kell lennie mint a 11.5. 11.6. és 11.7. táblázatokban megadott határfeszültségek. Ezek a feszültségértékek a rúd karcsúságának és az alkalmazott szerkezeti anyag szilárdsági csoportjának függvényében vannak meghatározva. A λ karcsúsági tényező számszerű meghatározása megegyezik a rugalmas, ill. képlékeny kihajlásnál alkalmazott módszerrel. Megemlítjük, hogy az említett táblázatok határfeszültség-értékei nagyobb biztonsággal számított értékek, mint ahogy a rugalmas, ill. képlékeny kihajlás összefüggéseinek segítségével számítanánk.

Változó keresztmetszetű, és inercianyomatékú — de állandó nyomóerővel terhelt rúd vizsgálatánál — az ún. ideális inerciasugárral kell számolnunk:

$$i_k = \sqrt{\frac{I_k}{A_{\min}}}$$

ahol, A_{\min} a rúd keresztmetszetének legkisebb területe, és I_k a rúd legkisebb és legnagyobb inercianyomatékának egy olyan átlagértéke, amelyre nézve a szabvány táblázatos értékeket közöl.

Központosan nyomott osztott keresztmetszetű rudak két vagy több különálló részből állnak, amelyeket rácsoszás, vagy összekötőlemezek (hevederek, koszorúk) fognak össze. A 11.8. táblázat a leggyakrabban alkalmazott kialakítások ábráit közli. Az *a...e* ábrákon az $x-x$ tengelyt anyagi tengelynek, a rá merőleges tengelyt $y-y$ tengelyt pedig szabad tengelynek nevezzük. Az *f...g* ábrák szerinti és hasonló kialakítású keresztmetszeteknél anyagi tengely nincs.

A kihajlás vizsgálatánál három esetet különböztetünk meg:

1. Ha a kihajlás anyagi tengelyre merőlegesen vizsgálható, úgy a rúd tömör keresztmetszetének tekinthető. A karcsúsági tényező értéke:

$$\lambda_x = \frac{l_x}{i_x}$$

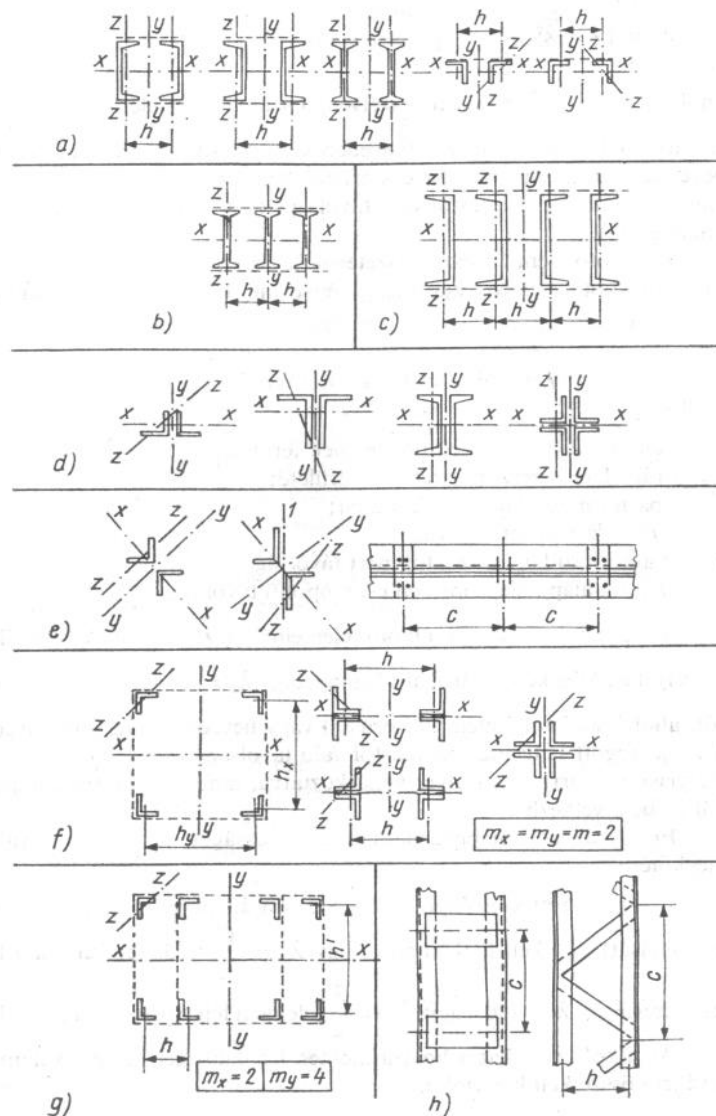
szerint határozható meg.

Az egyenletes terhelésnek megfelelő mértékadó feszültséget azzal a határfeszültséggel kell összehasonlítani, amely táblázatban a rudat alkotó szelvény megtalálható.

2. Ha a keresztmetszetnek van anyagi tengelye, de a kihajlást a szabad tengelyre merőleges síkban vizsgáljuk (*a* és *e* ábra vagy hasonló

11.8. táblázat

Különböző gyakran alkalmazott acélszerkezeti kialakítások



megoldású esetekben), úgy egy ideális karcsúsági tényezőt kell meghatározni:

$$\lambda_i = \sqrt{\lambda_y^2 + \lambda_1^2},$$

ahol $\lambda_1 = \lambda_z = \frac{c}{i_z}$ az osztott szelvényű rúd alkotó elemeit merevnek tekinthető összekötő lemezek (hevederek, koszorúk) hatásának figyelembevételével számíthatjuk. Az összefüggésben c = az összekötő lemezek tengelyvonalának egymástól való távolsága (e és h ábrákon látható az értelmezése).

i_z = az alkotó elem keresztmetszetének legkisebb inerciasugara.

λ_z = az alkotó szelvény karcsúsági tényezője. Ha rácozás van, akkor:

$$\lambda_1 = \pi \sqrt{\frac{A}{jAr} \frac{S^3}{ch^2}},$$

ahol

A a teljes szelvény keresztmetszetének területe;

A_r a rácselem keresztmetszetének területe;

j a párhuzamos rácozások száma;

s a rácsrúd elméleti hossza;

h az alkotó rudak egymástól mért távolsága;

c a h ábra alapján értelmezett csomóponti távolság.

Vizsgálni kell a rúd alkotó elemeinek (szelvényeinek) kihajlási veszélyét is. Meg kell határozni a legnagyobb $\lambda_z = \frac{l_z}{i_z}$ karcsúsági tényezőt, ahol l_z az önálló elem rácozással vagy hevederrel valamely irányban megfogott helyeinek egymástól való távolsága, és i_z az önálló elem inerciasugara arra a tengelyre vonatkoztatva, amelyre az elem kihajlása külön bekövetkezhet.

Ennek az utóbbi bekezdésnek a fontosságát kiemelik a további megkötések:

– Az osztott szelvényű rudak rácozását, hevederezését (koszorú megoldását) úgy kell kialakítani, hogy $\lambda_z = \frac{C}{i_z} \leq 50$ legyen; ha a teljes karcsúság $\lambda > 100$, úgy $\lambda_z < \frac{\lambda}{2}$, de nem lehet $0,8 \lambda_y$ -nál nagyobb.

Az alkotó rudakat a hossza mentén legalább két helyen, valamint a végein össze kell kapcsolni.

Amennyiben a $d) \dots f)$ ábrákon feltüntetett rudak elemi béléselemek segítségével (vagy más módon) $15 \cdot i_z$ -nél sűrűbben vannak összekapcsolva, úgy a rúd tömör keresztmetszetűnek tekinthető.

3. Ha a rúdnak nincs anyagi tengelye ($f) \dots g)$ ábrák), akkor az ideális karcsúsági tényező:

$$\lambda_{ix} = \sqrt{\lambda_x^2 + \frac{m_x}{2} \lambda_1^2} \quad \text{és} \quad \lambda_{iy} = \sqrt{\lambda_y^2 + \frac{m_y}{2} \lambda_1^2},$$

ahol

$$\lambda_x = \frac{l_x}{i_x} \quad \text{és} \quad \lambda_y = \frac{l_y}{i_y}$$

az egységes keresztmetszetűnek tekintett rúd karcsúsága $x-x$, ill. $y-y$ tengelyre merőleges kihajlás esetére. Az m_x és m_y a figyelembe vehető szelvények számát jelentik (lásd $f)$ és $g)$ ábrákon).

Az m_x és az m_y értelmezését is a megfelelő ábrák adják, ti. a hajlítás tengelyeire vonatkoztatva az igénybe vett szelvénycsoportokat jelentik. A λ_1 az osztott jelleget kifejező segédmenyiség (lásd előzőek!).

A 2 és a 3 pontok szerinti méretezésnél is a 11.5.–11.7. táblázatok használhatók a mértékadó feszültségek és a határfeszültségek összehasonlítására, de a mindenkori ideális karcsúsági tényező függvény szerint kell az összehasonlítást elvégezni.

Az osztott keresztmetszetű rudak alkotó elemeit összekapcsoló rácozást, összekötő lemezeket és azok kötéseit a

$$T = \frac{A\sigma_H}{80}$$

nagyságú nyíróerőre kell méretezni.

Az összefüggésben A rúd elem keresztmetszete, σ_H a 11.4. táblázat 2. sorszám alatt megadott határfeszültsége.

Külpontosan nyomott rudak esetében, ha a keresztmetszetnek legalább egy szimmetriatengelye van és a hajlítónyomaték síkja megegyezik a szimmetria síkkal, úgy a szilárdsági ellenőrzés a

$$\frac{F}{A} + \psi \frac{M}{K_{ny}} \leq \sigma_H,$$

$$\text{vagy} \quad \frac{F}{A} - \psi \frac{M}{K_h} \leq -\sigma_H$$

összefüggésekkel történik.

A K_{ny} és a K_H a keresztmetszet húzott, ill. nyomott szélső szálához tartozó keresztmetszeti tényező. Az A a rúd teljes keresztmetszete, ψ pedig a külpontosságot figyelembe vevő tényező értéke.

A ψ tényező értékét a 11.9. táblázat szerint lehet meghatározni. Az összefüggésekben λ a karcsúsági tényező, és γ kifejezése:

$$\gamma = \frac{F}{A\sigma_H},$$

amely figyelembe veszi a teljes terhelés (F) és a legnagyobb terhelhetőség ($A\sigma_H$) viszonyát. A σ_H értékét a 11.4. táblázat 2. sorszáma alatt határozzuk meg. Ha osztott szelvényű a nyomott rúd, úgy σ_H helyett σ_{kH} -t kell behelyettesíteni a 11.5....11.7. táblázatokból λ_z karcsúsági tényező függvényében meghatározva.

Az előzők gyakorlati hasznosítását a gépészet széles területén alkalmazzuk. E könyvben 34. fejezetben látunk erre számpéldát.

11.9. táblázat

ψ tényező külpontosan nyomott rudak szilárdsági vizsgálatához

Szilárdsági csoport jele	ψ tényező számítási képlete
37	$\psi = \frac{1}{1 - 1,15\gamma \left(\frac{\lambda}{100}\right)^2}$
45	$\psi = \frac{1}{1 - 1,40\gamma \left(\frac{\lambda}{100}\right)^2}$
52	$\psi = \frac{1}{1 - 1,60\gamma \left(\frac{\lambda}{100}\right)^2}$

12. Összetett igénybevételek

Az egyszerű igénybevételek hatására ébredő σ és τ feszültségeket az előző ismeretek birtokában meg tudjuk határozni. Ha az alkatrész (rúdon) egyidejűleg több egyszerű igénybevételi hatás lép fel, úgy összetett igénybevétellel van dolgunk. Ezek vizsgálata két esetre vezethető vissza:

1. Azokban az esetekben, amikor a rúd alakú test keresztmetszete egyidejűen két vagy többféle egyszerű igénybevételt szenved, de ezekből vagy csak σ vagy csak τ feszültségek ébrednek, a méretezést a szuperpozíció elve alapján elvégezhetjük: meghatározzuk az egyes igénybevételekből ébredő feszültségeket, összegezzük őket, és a keresztmetszeten ébredő legnagyobb feszültséget (σ_{\max} vagy τ_{\max}) összevetjük az anyagra megengedett (σ_{meg} vagy τ_{meg}) feszültséggel. A keresztmetszet megfelel, ha

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{\text{meg}} \quad \text{vagy} \quad \tau_{\max} \leq \tau_{\text{meg}}.$$

Az ilyen igénybevételeket egyirányú összetett igénybevételeknek nevezzük. Ilyen pl. az egyidejű húzás és hajlítás, az egyidejű nyomás és hajlítás, két főtengely körül végbemenő egyidejű hajlítás (ferde hajlítás) vagy az egyidejű húzás (nyomás) és ferde hajlítás (általános hajlítás) esete. Egyidejű nyírás és csavarás esetén a τ feszültségek összegezését a keresztmetszet egyes pontjaiban vektoriálisan végezhetjük el, ez az igénybevétel azonban ritkán fordul elő.

2. Ha a rúd alakú test keresztmetszete egyidejűen két vagy több olyan egyszerű igénybevételt szenved, melyekből mind σ , mind τ feszültségek ébrednek, a méretezést vagy ellenőrzést úgy végezhetjük el, hogy valamelyik feszültségelmélet alapján kiszámítunk egy ideális (redukált) σ_{red} feszültséget és ezt is összevetjük az anyagra σ_{meg} megengedett feszültséggel. A rúd megfelel, ha

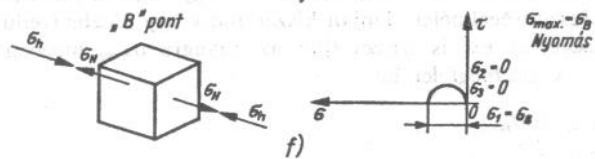
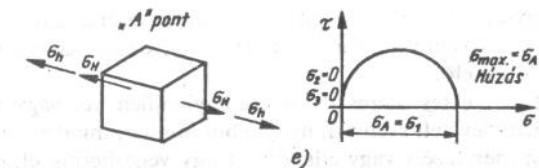
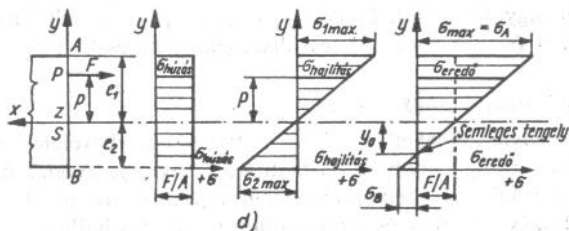
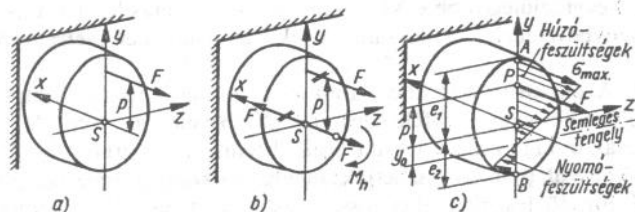
1. $\sigma_{\max} \leq \sigma_{\text{meg}}$;
2. $\tau_{\max} \leq \tau_{\text{meg}}$;
3. $\sigma_{\text{red}} \leq \sigma_{\text{meg}}$.

Az ilyen igénybevételeket több irányú összetett igénybevételnek nevezük.

A hajlítás és nyírás együttes hatására a 8. fejezet méretezési módszerét használjuk.

A 3.1. táblázat összefoglalóan tartalmazza a különböző igénybevételek jellemzését.

Egyirányú összetett igénybevételek. A 12.1a) ábrán a keresztmetszet síkjára merőleges erő nem a súlypontban támad, de metszi a keresztmetszet egyik főtengeletét. A b) ábrán erőáthelyezéssel a súlypontba támadó F erő (körrel jelölt), és $M_h = pF$ nyomaték terhelésre vezettük vissza a



12.1. ábra. Húzás és hajlítás egyidejű hatása

feladatot. Ez utóbbi egyben azt is jelenti, hogy a súlypontban támadó erőhatás és ezen kívül fellépő hajlítónyomaték terhelése azonos jellegű, mint amelyet a 12.1. a) ábrán bemutatunk. A c) ábrán megrajoltuk az összetett igénybevétel feszültség ábráját, ahol

$$\sigma_A = \sigma_{\max} = \frac{F}{A} + \frac{Fp}{I} e_1 \quad \text{húzófeszültség, és}$$

$$\sigma_B = \frac{F}{A} - \frac{Fp}{I} e_2 \quad \text{nyomófeszültség, és}$$

Ez lehet mind pozitív, mind negatív, esetleg zérus. Matematikai átalakítást végezve

$$\sigma_A = \frac{F}{A} \left(1 + \frac{e_1 p}{i^2} \right)$$

$$\text{és } \sigma_B = \frac{F}{A} \left(1 - \frac{e_2 p}{i^2} \right),$$

ahol $i^2 = \frac{I}{A}$ az inerciasugár négyzete. A σ_B előjele akkor különbözik σ_A -tól, ha $1 < \frac{e_2 p}{i^2}$.

A σ_B akkor válik zérusra, ha $1 = \frac{e_2 p}{i^2}$ egyenlőség megvalósul.

A semleges tengely érthetően nem mehet át a súlypontot, hanem attól y_0 távolságra helyezkedik el. Ennek meghatározása:

$$y_0 = \frac{i^2}{p}$$

kifejezéssel történik. Ha σ_B zérus, úgy $y_0 = e_2$. A semleges tengely helyzete (y_0) a keresztmetszet geometriai méreteitől (i) és az F erő támadópontjának helyzetétől (p) függ, de független az F erő nagyságától.

A d) ábrán részletesen megrajoltuk az egyszerű igénybevételek feszültségábráit és az összegezés után az eredőfeszültség ábrát. Az e) és f) ábrán az A és B pontokból kiemelt elemi hasábokat és a hozzájuk tartozó Mohr-féle köröket ábráztuk. A rúd megfelel, ha

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{\text{meg}}$$

A 2.25. ábrán látható láncszem terhelhetőségét egyirányú összetett igénybevétel szerint határozzuk meg. A megengedhető feszültség: $\sigma_{\text{meg}} = 1600 \text{ kp/cm}^2$. A láncot meghatározó geometriai adatok: $k = 1,2 \text{ cm}$, $d = 8 \text{ mm}$. Határesetben a megengedett feszültséget elérheti az ébredő feszültség nagysága, tehát

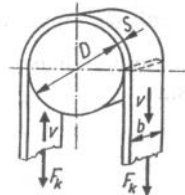
$$\sigma_{\text{meg}} = \frac{F}{2A} + \frac{\frac{F}{2}k}{K_x}$$

Számszerűen:

$$1600 = \frac{F}{2 \frac{0,8^2 \pi}{4}} + \frac{F \cdot 1,2}{2 \frac{0,8^3 \pi}{32}}$$

$$\text{és } F = 128,8 \text{ kp.}$$

A következő számpélda a lapos szíjhajtásnál jelentkező összetett igénybevétel vizsgálatára vonatkozik. A 12.2. ábrán látható $b = 20 \text{ cm}$ szélességű, $\delta = 0,5 \text{ cm}$ vastagságú és $F_k = 400 \text{ kp}$ kerületi erővel terhelt lapos szíj, $v = 20 \text{ m/s}$ kerületi sebességgel $D = 50 \text{ cm}$ átmérőjű tárcsán végzi mozgását. A szíj anyagára megengedett feszültsége: $\sigma_m = 70 \text{ kp/cm}^2$ és a rugalmassági tényezője: $E = 2 \cdot 10^3 \text{ kp/cm}^2$. Ellenőrizzük, hogy az üzemi körben ébredő feszültség alatta marad-e a megengedett értéknek. Az eredő feszültség (lásd 8.14. ábra):



12.2. ábra. Szíjágban ébredő feszültség meghatározása

$$\sigma_{\text{eredő}} = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3,$$

$$\text{ahol } \sigma_1 = \frac{F_k}{bS} \text{ a kerületi erő átvitele miatt (húzás),}$$

$$\sigma_2 = \frac{v^2}{100} \text{ a centrifugális hatások miatt (húzás),}$$

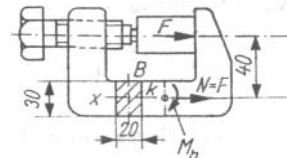
$$\sigma_3 = E \frac{S}{D} \text{ a tárcsán való megöbölés miatt (hajlítás)}$$

ébred. A számadatokat behelyettesítve:

$$\sigma_{\text{eredő}} = \frac{400}{20 \cdot 0,5} + \frac{20^2}{100} + \frac{0,5}{50} \cdot 2 \cdot 10^3 = 64 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}.$$

A példa adataival számított eredőfeszültség kisebb, mint a megengedett: $64 < 70$, tehát a szíj üzeme megnyugtató.

A 12.3. ábrán vázolt csaváros szorítóval $F = 500 \text{ kp}$ szorítóerőt fejtünk ki. Ellenőrizzük az A44 anyagból készült szorító szilárdságát! A $\sigma_m = 1090 \text{ kp/cm}^2$ (6.2. táblázatból Wöhler II. esetre).



A szorító K keresztmetszetét

$$N = F = 500 \text{ kp} \text{ húzóerő és}$$

$$M_h = Fk = 500 \cdot 4 = 2000 \text{ kp} \cdot \text{cm}$$

12.3. ábra. Csaváros szorító ellenőrzése

hajlítónyomaték terheli.

A keresztmetszet területe és keresztmetszeti tényezője

$$A = 2 \cdot 3 = 6 \text{ cm}^2; \quad K_x = \frac{2 \cdot 3^2}{6} = 3 \text{ cm}^3.$$

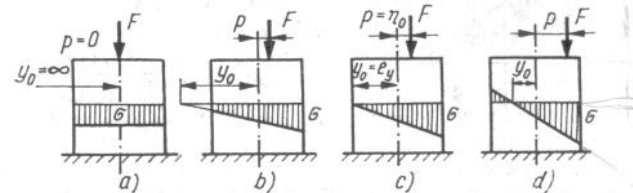
A maximális húzófeszültség a B pontokban ébred ezt hasonlítjuk össze a megengedett feszültséggel:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{N}{A} + \frac{M_h}{K_x} = \frac{500}{6} + \frac{2000}{3} = 750 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2} < \sigma_{\text{meg}},$$

tehát a szorító keresztmetszete megfelelő.

Nyomás és hajlítás egyidejű igénybevétele terheli az A keresztmetszetű, rövid, zömök rúd alakú testet, — a kialakuló feszültségviszonyokat — a 12.4. ábra alapján értelmezhetjük.

A feszültségeloszlás az excentricitás mértékétől függ. A 12.4. ábrán felrajzoltuk a különféle p külpontosságokhoz tartozó feszültségeloszlá-



12.4. ábra. Nyomás és hajlítás egyidejű hatása

sokat. Ha a keresztmetszetre merőleges erő a súlyponton megy keresztül (tisztá nyomás!), akkor a feszültségeloszlás egyenes, a semleges tengely a végtelenben van (a) ábra, $p = 0$, $y_0 = \infty$). Ha az F erő a fősíkban kissé eltolódik, a feszültségeloszlás egyenletessége megszűnik. A keletkező feszültségek eredője (b) ábra):

$$\sigma_{\max} = -\frac{F}{A} - \frac{Fp}{I} e_1 \quad (\text{nyomás!})$$

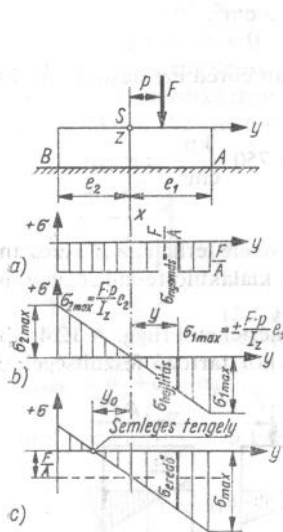
vagy átalakítva

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A} \left(-1 - \frac{e}{i^2} p \right).$$

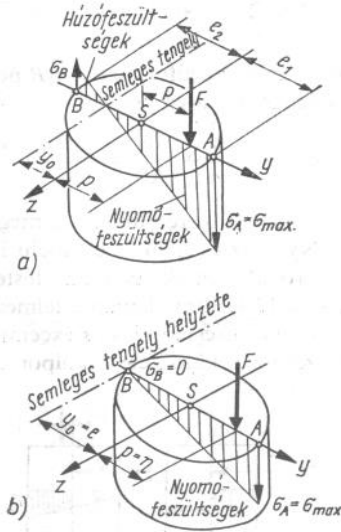
A semleges tengely helyzetét az

$$y_0 = \frac{i^2}{p}$$

összefüggéssel határozhatjuk meg.



12.5. ábra. Részletes feszültség meghatározás egyidejű nyomás és hajlítás esetén



12.6. ábra. Keresztmetszetek magidomjának jellemzése

A külpontosság növelése során elérünk egy olyan $p = \eta_0$ értékhez, amikor a keresztmetszetnek az erővel ellentétes oldalán lévő szélső szálában a feszültség zérussá válik (12.4c ábra). Ha az erő karja tovább növekszik, akkor a szélső szálban már ellentétes, tehát húzófeszültség is ébred (12.4d ábra). Ezeknek az eseteknek a részletes elemzését a 12.5. és 6. ábrán megrajzolt feszültségábrák segítségével végezhetjük el. A keletkező legnagyobb feszültség (12.5c és 12.6a ábra):

$$\sigma_A = \sigma_{\max} = -\frac{F}{A} - \frac{Fpe}{I} \quad (\text{nyomás}).$$

A keresztmetszet B pontjában (12.5c és 12.6a ábrák):

$$\sigma_B = -\frac{F}{A} + \frac{Fp}{I} e_2$$

nagyságú feszültség ébred. Ez lehet mind negatív (nyomás), mind pozitív (húzás) előjelű, és esetleg zérus is. Az azonos előjelű feszültség kialakulása külön vizsgálatot igényel. Ilyenkor keresztmetszeti síkidom közepén van egy meghatározható terület, ha az erő támadáspontja ezen belül marad, a keresztmetszetben azonos előjelű feszültség ébred. Ezt a területet belső magnak nevezzük. Ha az erő a belső mag szélén támad, akkor a keresztmetszet valamely átellenes szélső pontjában (esetleg több pontjában vagy élében) a feszültség zérus (12.4c és 12.6b ábra és 12.1. táblázat). Ennek a magidomnak a jellemzésére adjuk meg az

$$\eta = \frac{i^2}{e}$$

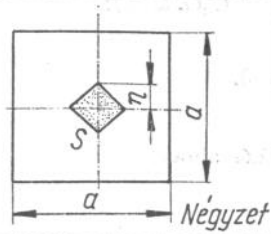
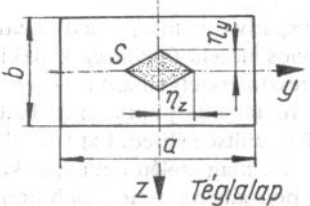
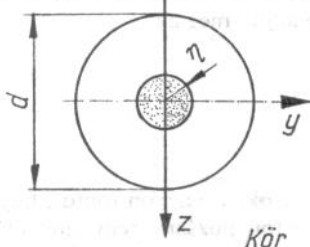
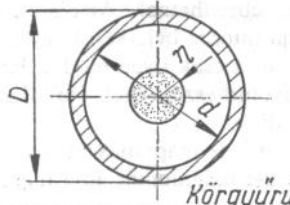
kifejezést.

Különösen gépalapoknál, megtámasztásoknál nagyon fontos, hogy húzófeszültség ne léphessen fel, mert a beton húzásra nem terelhető. Ezért a magidom ismerete feltétlenül szükséges, mivel az alap és az alapot hordó talaj között csak nyomófeszültségek ébredhetnek. Az alapot terhelő erőhatások eredőjének támadópontja mindig bele kell hogy essék az alap keresztmetszetének magidomába, mert csak ilyen módon biztosítható, hogy az alap és a talaj között nyomófeszültségek ébredjenek, vagyis az alap a talajon mindenütt felfeküdjék.

A 12.1. táblázat néhány egyszerű, de a mindennapi műszaki gyakorlatban elterjedten alkalmazott keresztmetszet magidomát adja meg.

12.1. táblázat

Különböző keresztmetszetek magidomai

Keresztmetszetek és magidomjaik	A magidom jellemző méretei
 <p>Négyzet</p>	$\eta = \frac{a}{6}$
 <p>Téglalap</p>	$\eta_y = \frac{b}{6}$ $\eta_z = \frac{a}{6}$
 <p>Kör</p>	$\eta = \frac{d}{8}$
 <p>Körgyűrű</p>	$\eta = \frac{D}{8} \left[1 + \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]$

Egyirányú összetett igénybevételt okoz a ferde hajlítás. A12.7. ábrán az F erő hatásvonalát átveszi a keresztmetszet súlypontján, de a z főtengellyel szöglet zár be, tehát a terhelés síkja nem esik egybe egyik főtengellyel sem. Az F erő hajlítónyomatéka:

$$M = pF$$

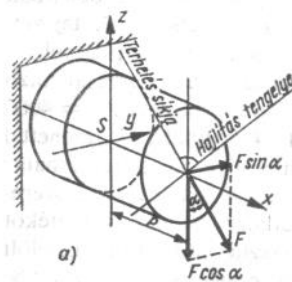
a tetszőleges keresztmetszetben.

Az F erő felbontható a z főtengely irányába $F \cos \alpha$ és az y főtengely irányába $F \sin \alpha$ összetevőkre. A b) ábrán az összetevők nyomatékvektorait is ábrázoltuk. Ezek

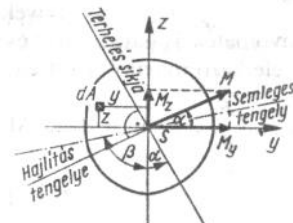
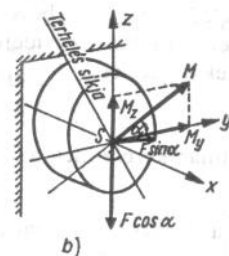
$$M_y = M \cos \alpha = Fp \cos \alpha;$$

és

$$M_z = M \sin \alpha = Fp \sin \alpha.$$



12.7. ábra. Ferde hajlítás



12.8. ábra. Ferde hajlításból keletkező feszültségek értelmezése

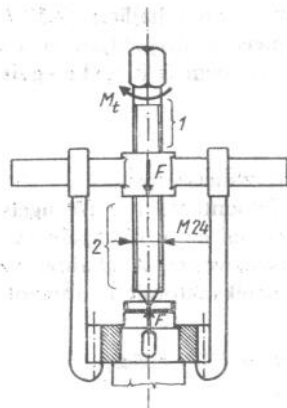
A keresztmetszet tetszőleges felületemén ébredő eredőfeszültség (12.7a ábra és 12.8. ábra).

$$\sigma_{\text{eredő}} = \frac{M_y}{I_y} z + \frac{M_z}{I_z} y = \frac{Fp \cos \alpha}{I_y} z + \frac{Fp \sin \alpha}{I_z} y.$$

Az eredőfeszültség előjelének megállapításakor az egyes nyomaték-komponensek (M_y és M_z) által keltett feszültségek előjeleit figyelembe kell venni. A terhelés síkjának metszésvonalát és a semleges tengely között a következő összefüggés van (12.8. ábra):

$$\operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \beta = \frac{i_z}{i_y},$$

ahol i_z és i_y a főtengelyekre vonatkozó inerciasugarak.



12.9. ábra. Tárcsaleyhűző méretezése

Többirányú összetett igénybevételek.
A 3. fejezetben részletesen tárgyaltuk a *Mohr*-féle, és a munkaelmélet alapján meghatározható ideális vagy redukált feszültség összefüggéseit. A továbbiakban két számpéldát oldunk meg a 3. fejezetben bemutatott módszerek segítségével.

A 12.9. ábrán látható tárcsaleyhűző szerkezet által kifejtett húzóerő: $F = 4000$ kp. Az orsó M 24 normál métermenettel készült, anyagminősége 5.6, a folyáshatár $\sigma_F = 3000$ kp/cm². A számításnál a szerelés közben keletkező csavarónyomatékot is figyelembe vesszük. Az ábrán bejelölt 1 szakasz tiszta csavarásra van igénybevéve, a 2. jelzésű összetett igénybevével, mivel F nyomóerő mellett egyidejűleg

csavarónyomaték is hat, tehát σ és τ feszültségek ébrednek.

A keletkező nyomófeszültség:

$$\sigma_{ny} = \frac{F}{A_1}, \quad \text{ahol } A_1 \text{ az M 24-es menetmag keresztmetszete:}$$

$$A_1 = \frac{d_1^2 \pi}{4}, \quad \text{ahol } d_1 = 1,9855 \text{ cm a legkisebb magátmérő}$$

(MSZ 204-71). Számszerűen:

$$\sigma_{ny} = \frac{4000}{\frac{1,9855^2 \pi}{4}} = 1291,91 \text{ kp/cm}^2.$$

Az ébredő csavaró- (csúsztató) feszültség:

$$\tau_t = \frac{M_t}{K_p l}, \quad \text{ahol } M_t = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$$

a meghúzáshoz szükséges nyomaték. A kifejezésben d_2 a középátmérő $d_2 = 2,1803$ cm és a $\operatorname{tg}(\alpha + \rho) = \operatorname{tg} 12^\circ$ értékkel számolunk, ez figyelembe veszi a menetemelkedés szögét (α) és a súrlódás szögét is (ρ). A keresztmetszeti tényező a legkisebb magátmérővel van kifejezve:

$$K_p = \frac{d_1^3 \pi}{16} \quad \text{A számadatokat behelyettesítve:}$$

$$\tau_t = \frac{4000 \frac{2,1803}{2} \operatorname{tg} 12^\circ}{\frac{1,9855^3 \pi}{16}} = 603,21 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}.$$

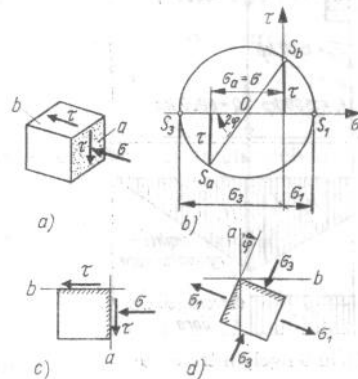
Az eredőfeszültség meghatározása a munkaelmélet alapján.

$$\sigma_{eredő} = \sqrt{\sigma_{ny}^2 + 3\tau_t^2} = \sqrt{1291,91^2 + 3 \cdot 603,21^2} = 1661,51 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}.$$

A redukált feszültség *Mohr*-féle elmélet szerint:

$$\sigma_{eredő} = \sqrt{\sigma_{ny}^2 + 4\tau_t^2} = \sqrt{1291,91^2 + 4 \cdot 603,21^2} = 1767,62 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}.$$

A *Mohr*-féle meghatározás 6,4%-kal nagyobb végeredményt ad a munkaelméletinél. Mint azt már említettük a 3. fejezetben a *Mohr*-féle feszültségelmélet jól ábrázolható. A 12.10. ábrán a síkbeli feszültségi állapotot jellemző kis hasábot, az ehhez tartozó *Mohr*-kört, és a főfeszültségi síkok helyzetét a példának megfelelő esetben általános jelleggel ábrázoltuk.



12.10. ábra. Egyidejű nyomás és csavarás *Mohr*-féle ábrázolása

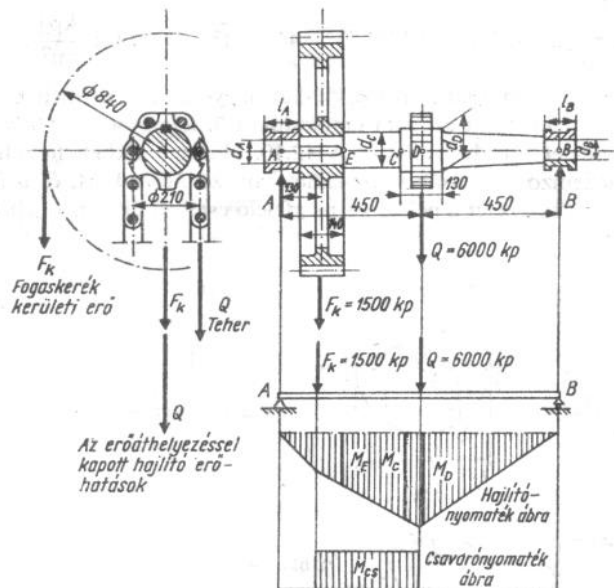
A folyáshatárhoz viszonyított meghúzás közbeni redukált feszültség aránya:

$$b_1 = \frac{\sigma_F}{\sigma_{red}} = \frac{3000}{1767,62} = 1,697$$

és csak a nyomóigénybevételt figyelembe véve:

$$b_2 = \frac{\sigma_F}{\sigma_{ny}} = \frac{3000}{1291,91} = 2,322.$$

Ez utóbbi mint „üzem” akkor jelentkezik, ha a tárcsalehűzót $F = 4000$ kp húzóerő határig terheljük, majd a további csavarónyomatékokat megszüntetjük, mert például a szerelést úgy folytatjuk, hogy a tárcsaagyat kis kalapácsütésekkel kocogtatjuk. Mindkét esetben a folyás-határra vonatkoztatott biztonság megnyugtató értéket adott.



12.11. ábra. Összetett igénybevételű tengely méretezése

A 12.11. ábrán $D = 840$ mm osztókör átmérőjű fogaskerék a vele közös tengelyre szerelt $d = 210$ mm átmérőjű lánckerékkel és hevederes lánccsal $Q = 60000$ kp súlyú terhet emelünk. A tengely anyaga A50, és a terhelési módja Wöhler III. A megengedett hajlítófeszültség a 6.2. táblázatból: $\sigma_{meg} = 950$ kp/cm². Határozzuk meg a szükséges tengelyátmérőket.

Az egyenletes terhelés feltétele:

$$F_k 420 = Q 105;$$

$$F_k = 1500 \text{ kp.}$$

A tengelyt, mint kéttámaszú tartót vizsgálva: $A = 4290$ kp és $B = 3210$ kp értékű reakcióerők keletkeznek. A 0 helyen a legnagyobb a hajlítónyomaték:

$$M_D = 1450 \text{ m} \cdot \text{kp.}$$

$$\text{Az } E \text{ helyen: } M_E = 753 \text{ m} \cdot \text{kp nagyságú};$$

$$\text{A } C \text{ pontban: } M_C = 1267 \text{ m} \cdot \text{kp hajlítónyomaték ébred.}$$

A csavarónyomaték:

$$M_{cs} = F_k 42 = Q 10,5;$$

$$M_{cs} = 63000 \text{ cm} \cdot \text{kp} = 630 \text{ m} \cdot \text{kp.}$$

A tengely D keresztmetszetében (és a környezetében) meghatározható redukált nyomaték:

$$M_{Dred} = \sqrt{M_D^2 + M_{cs}^2} = \sqrt{1450^2 + 630^2} = 1580,95 \text{ m} \cdot \text{kp.}$$

A szükséges tengelyátmérő:

$$d_D = \sqrt[3]{\frac{32 M_{Dred}}{\pi \sigma_{meg}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 158095}{\pi 950}} = 11,92 \text{ cm.}$$

A tengely C keresztmetszetében a redukált nyomaték nagysága:

$$M_{Cred} = \sqrt{M_C^2 + M_{cs}^2} = \sqrt{1267^2 + 630^2} = 1414,99 \text{ m} \cdot \text{kp.}$$

A szükséges tengelyátmérő:

$$d_c = \sqrt[3]{\frac{32 M_{Cred}}{\pi \sigma_{meg}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 141499}{\pi 950}} = 11,49 \text{ cm.}$$

A tengely vállkiképzése miatt $d_c = 13$ cm és $d_D = 14$ cm nagyságúra emeljük.

Az E keresztmetszetben további keresztmetszet-változás szükséges a szerkezeti kialakítás miatt, de a terhelés sem igényli az állandó keresztmetszetet:

Az igénybevétel szerint igényelt tengelyátmérő:

$$d_E = \sqrt[3]{\frac{32 M_{Ered}}{\pi \sigma_{meg}}}$$

ahol

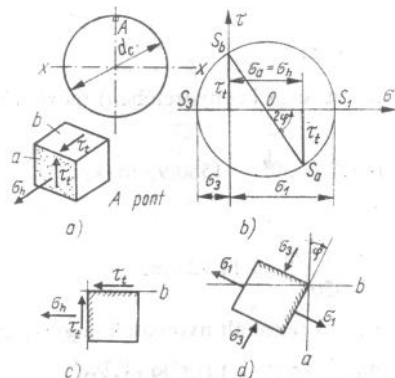
$$M_{Ered} = \sqrt{M_E^2 + M_{cs}^2} = \sqrt{753^2 + 630^2} = 981,79 \text{ m} \cdot \text{kp},$$

és így

$$d_E = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 98179}{\pi \cdot 950}} = 10,17 \text{ cm},$$

tehát célszerű $d_E = 11,0 \text{ cm}$ értékű tengelyátmérőt választani.

A Mohr-kört a C keresztmetszet szélső szálához (A pont a 12.12. ábrán) tartozó elemi hasábra rajzolt feszültségek alapján ábrázoltuk. A hajlításból származó feszültséget húzó jellegűnek értelmeztük az ábrán, és általánosságban (nem számszerűen) rajzoltuk meg a feszültségi állapotot.



12.12. ábra. A tengely feladat C keresztmetszetének A pontja feszültségállapotának Mohr-féle ábrázolása

A síkbeli feszültségi állapot számszerű jellemzői:

$$\sigma_h = \frac{M_c}{K_x} = \frac{126700}{\frac{13^3 \pi}{32}} = 587,42 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}$$

és

$$\tau_t = \frac{M_t}{K_p} \frac{63000}{\frac{13^3 \pi}{16}} = 146,04 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}.$$

A főfeszültségek értékei:

$$\sigma_{1,3} = \frac{\sigma_h}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_h^2 + 4\tau^2}.$$

Számszerűen:

$$\sigma_{1,3} = \frac{587,42}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{587,42^2 + 4 \cdot 146,04^2},$$

$$\text{így } \sigma_1 = 915,44 \text{ kp/cm}^2$$

$$\text{és } \sigma_3 = -34,31 \text{ kp/cm}^2.$$

A második főfeszültség zérus: $\sigma_2 = 0$

A Mohr-féle módszer szerint a redukált feszültséget kell összehasonlítani a szerkezeti anyagra megengedett feszültség értékével. A redukált feszültség:

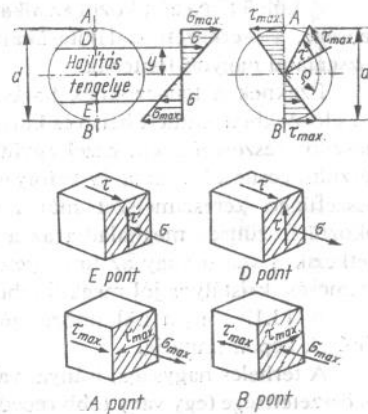
$$\sigma_{red} = \sigma_1 - \sigma_3 \cong \sigma_{meg},$$

$$\sigma_{red} = 915,44 - (-34,31) = 949,75 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}$$

és $949,75 < 950$, tehát a tengely megfelel.

A 12.13. ábrán összegeztük a forgótengely különböző pontjaihoz tartozó elemi hasákok terheléseit. Ezek Mohr-körei a 12.10. és 12.12. ábrával azonos jellegűek.

Megjegyezzük, hogy az A csapágnál felületi terhelésre határoztuk meg a szükséges csap átmérőt (lásd 7. fejezet).



12.13. ábra. Összetett igénybevételű tengely különböző pontjainak feszültségállapota

13. Az ismétlődő igénybevétel és a kifáradás

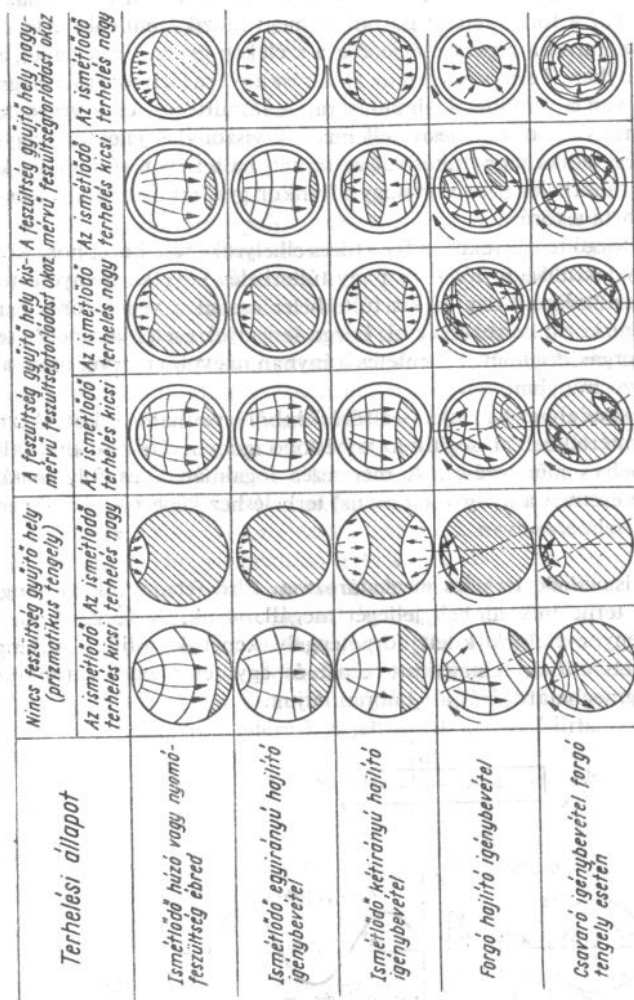
Kifáradási jelenségek. Üzemeltetés közben a legtöbb gépalkatrészben, szerkezeti elemben időben ismétlődő igénybevételek határozzák meg a terhelés okozta feszültségállapotot és az alakváltozási viszonyokat. A különféle ismétlődő igénybevételek által okozott törések vizsgálatainak eredményei jól mutatják az ún. fáradttörés kialakulásának folyamatát. Alapjában a fáradást változó nagyságú és irányú kismérvű maradó alakváltozások halmozódása okozza. A fáradttörések képe két jellegzetes, jól megkülönböztethető részre bontható. A töret sima, fényes, kagylós jellegű ott, ahol a repedések, az alakváltozások lassan növekedtek és terjedtek. Ezek képződésének forrásai belső és külső tényezőkre vezethetők vissza. Az anyag belső szerkezeti sajátosságai, igen apró zárványok, üregek, anyagszerkezeti (kristályszerkezeti) hibák erős feszültséggyűjtő hatására mikrorepedések jönnek létre és terjednek. A repedés akkor terjed, ha a repedéscsúcsban kialakuló feszültség nagyobb, mint az anyag kohéziós szilárdsága. Ilyenkor a repedés kiterjed olyan anyagrészekre is, ahol addig csak az átlagfeszültség adta a terhelést.

A külső tényezők közül az alkatrész nagysága, felületének egyenlőtlensége, a szerkezeti kialakításának és a külső erők átadási helyeinek vizsgálatai nagyon fontosak.

Ezeknek a tényezőknek hatására alakul ki a fáradttörési felület. Az előzőekben említett belső és külső tényezők hatására a keresztmetszet hasznos része csökken, ezzel együtt a névleges feszültség értéke, és a feszültségcsúcsok száma és befolyása jelentősen növekszik. Amikor az összefüggő keresztmetszet már annyira lecsökken, hogy a terhelés okozta feszültség meghaladja az anyag határfeszültséget, akkor bekövetkezik a végső vagy az ún. egyszeri törés. A friss törési rész, amely szemcsés, kristályos jól megkülönböztethető az előzőtől.

A 13.1. ábra a különböző igénybevételekből származó fáradásos törések képeit mutatja.

A terhelés nagysága, iránya, valamint a feszültségtorlódás mértéke és összetettsége (egy vagy több repedésből indul ki a folyamat) határozza



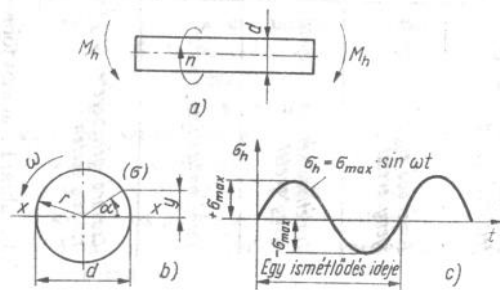
13.1. ábra. Fáradásos törések képei

meg a két törésmező méretét, alakját és elhelyezkedését. Általánosságban, ha nincs vagy csak kismérvű a feszültségtorlódás, úgy a törés felülről nézve homorú görbe szerint következik be. Ha a feszültségtorlódás elég nagy, akkor a törési felület görbülete megváltozik, felülről nézve domború lesz, mivel a repedés terjedése a széleken gyorsabban halad, mint sugárirányban. Természetesen az alkatrész anyaga (szívóssága, ridegsége) hatással van a görbület kialakulására. A fáradtörési és a végső törési felület aránya a túlterhelésre jellemző. A viszonylag jelentős nagyságú friss törési felület nagy túlterhelésre mutat, ha a friss törési felület kicsi, akkor a túlterhelés nem volt nagy, ilyenkor gyakran ismétlődő igénybevétel okozta a törést.

Ha forgó tengelyeknél a friss törés elhelyezkedése középpont körüli, úgy nagy feszültségtorlódás és nagy túlterhelés következménye a törés. Nagy feszültségtorlódás és kis túlterhelés esetén a végső törés nem a középpont körül helyezkedik el. Forgó tengelyek esetén a repedés terjedése a forgás értelmével ellentétes irányban nagyobb mérvű, mint azzal megegyező irányban.

Ezek, és ehhez hasonló — a törésképből levonható — következtetések nagymértékben elősegítik az ismétlődő igénybevételnek kitett alkatrészek helyes méretezését. A méretezés fogalmának és folyamatának ebben az esetben a nyugvó (statikus) terheléshez képest — érthetően — tágabb értelmezése van.

Az ismétlődő terhelés meghatározása. Első feladatunk az, hogy a működő terhelések időbeli jellegét megállapítsuk. A 13.2. ábrán egy hajlítói igénybevételnek kitett forgótengely képét közöljük. A tengely keresztmetszetének felnagyított képét és egy tetszőleges futópontnak feszültségmeghatározását a b) ábrán látjuk.



13.2. ábra. Hajlítói igénybevételű forgótengely terhelésének időbeli jellege

Az ábra alapján: $y = r \sin \alpha$, ahol $\alpha = \omega t$ -vel fejezhető ki (ω a szögsebesség, t az idő), így a hajlítói igénybevétel összefüggése a futóponttra:

$$\sigma_h = \frac{M_h}{I_x} y = \frac{M_h}{I_x} r \sin \omega t = \sigma_{\max} \sin \omega t,$$

tehát az igénybevétel sinusfüggvénnyel írható le. A c) ábra a feszültségfüggvényt mutatja. σ_{\max} a forgás közben a legszélső szálakban ébredő legnagyobb feszültség (húzó, ill. nyomó) értéke. A feszültséglengés ebben az esetben nulla középfeszültség körül történik.

Ha az előző forgótengelyre még tengelyirányú erőhatást is képzelünk, úgy összetett igénybevétel szerint határozzuk meg a terhelés jellegét. A 13.3. a), b) és c) ábrák a tengelyre ható igénybevételek mellett bemutatják a feszültséglengések képét is. A feszültségfüggvény sinus jellegű, de az előző esettől eltérően már nem nulla középfeszültség körüli lengésről van szó. A 13.3. d) ábra egy olyan terhelésszerűt mutat be, amikor a feszültség legkisebb értéke nullával egyenlő ($\sigma_{\min} = 0$). Hasonló megfontolásokkal tetszőleges terhelési esetet elő tudunk állítani. Amennyiben nem forgó, hanem tetszőleges mozgásállapotú alkatrészről lép fel ismétlődő igénybevétel (tehát megállapítható valamilyen terhelési periódus), úgy ezeket Fourier-sorral közelítve visszavezethetjük sinusos jellegű terhelési esetekre. Az előzőek magyarázzák meg azt az elterjedt ábrázolási módot, hogy ismétlődő terhelés esetén az igénybevételt és így a feszültségek jellegét is sinusgörbével szokás helyettesíteni.

A 13.3. ábrákon kiragadtunk egy-egy terhelési sinus hullámot, bejelölve azon a jellemző értékeket. A középfeszültség értéke $\sigma_m = \text{konst.}$ (m a mediális = középső jelölése) statikus jellegű, erre tevődik rá a feszültség ingadozás, a lengés amplitúdója σ_a (amplitúdó = az egyensúlyi értéktől való legnagyobb eltérés). A jellemzők között felírható összefüggések:

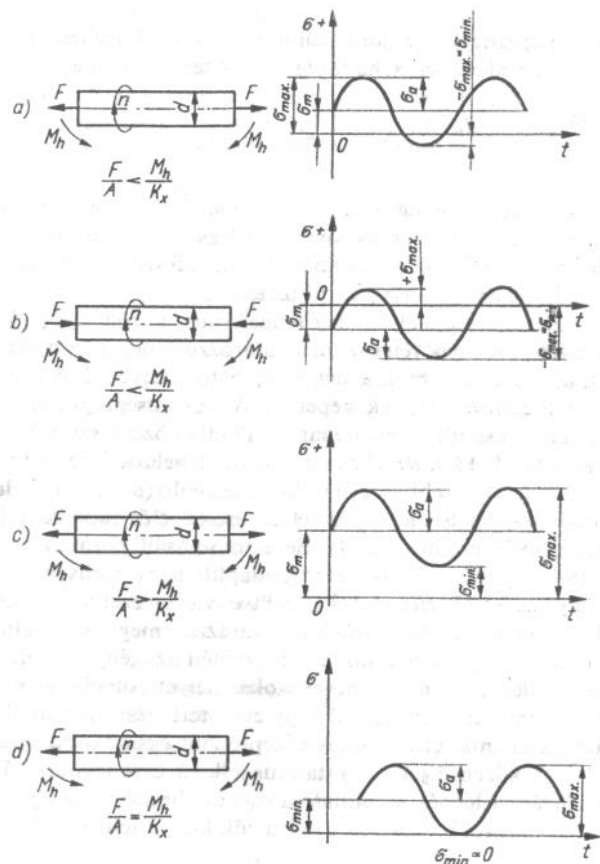
$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad \text{és} \quad \sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}.$$

A legnagyobb és a legkisebb feszültség kifejezhető a középfeszültség és a feszültséglengés segítségével:

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a \quad \text{és} \quad \sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a.$$

A terhelés időbeli lefolyása szerint Wöhler és Bach vizsgálatai nyomán három terhelési módot (jellegét) különböztetünk meg. Ezek:

I: Nyugvó terhelés, ha a terhelés nem vagy csak ritkán és jelentéktelen mértékben változik (statikus terhelés). Az eddigi szilárdságtani



13.3. ábra. Különböző ismétlődő terhelési esetek

összefüggések erre az esetre vonatkoznak. Ide tartoznak a dinamikusan szorzás után statikusra visszavezethető esetek.

II: Lükettő terheléskor a terhelés alsó és felső határok között váltakozik, de mindig azonos előjelű; (pl. 13.3c ábra) Az alsó határ lehet nulla értékű is.

III: Lengőterheléskor a váltakozás közben a terhelés (feszültség) előjele is megváltozik (pl. 13.2. ábra vagy 13.3a és b. ábra).

A különféle terheléseket a változás jellege szerint viszonzyszámokkal is lehet jellemezni.

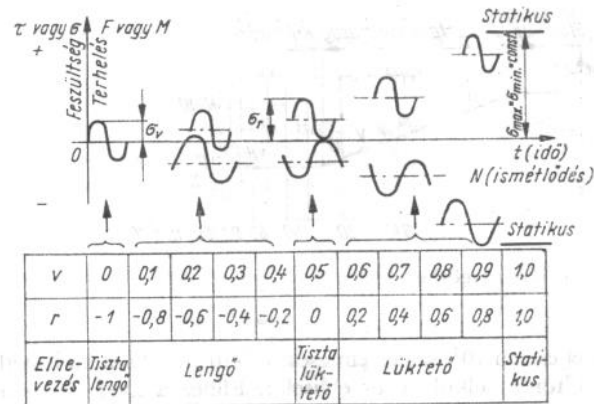
Ezek a feszültséghányados:

$$v = \frac{\sigma_m}{\sigma_{max}}; \quad 0 \leq v \leq 1,$$

és az aszimmetria tényezője:

$$r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}; \quad -1 \leq r \leq 1.$$

A terhelési jelleg, valamint a hozzájuk tartozó viszonzyszámok a 13.4. ábrán vannak összefoglalva. A $v = 0$ -hoz tartozó terhelést szimmetrikus vagy tiszta lengőterhelésnek ($\sigma_v = \sigma_{max} = \sigma_a; \sigma_m = 0$) nevezzük. A $v = 0,5$ érték a lengő- és lükettőterhelés között a határ ($\sigma_r = \sigma_{max} = 2\sigma_a; \sigma_{min} = 0$), ezt nulla kezdésű vagy tiszta lükettőterhelésnek nevezzük. Végül statikus terhelés esetén $v = 1$ ($\sigma_{max} = \sigma_m = \sigma_{min}; \sigma_a = 0$).

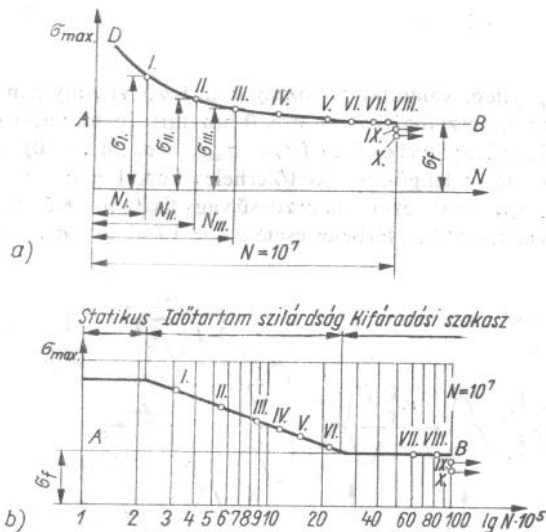


13.4. ábra. Különböző terhelési esetek összefoglalása

Kifáradási határfeszültségek és biztonsági területek. Azt a feszültséget, amely végtelen számú ismétlődés esetén sem okoz törést, kifáradási határfeszültségnek nevezzük és σ_r -fel jelöljük. Ennek meghatározása kísérletekkel történik.

Wöhler kísérletei és vizsgálatai mutatták ki először, hogy a fáradást okozó feszültség (terhelés) és az ismétlődések száma között határozott összefüggés van. A magyar szabvány — az MSZ 105/14—72 —

legalább 10 db azonos kivitelű próbatestet ír elő a *Wöhler*-görbe felvételére. Az első próbatest terhelés σ_1 értékű, a törés N_1 ismétlődés után következett be. Természetesen σ_1 értékét nagyobbra választjuk, mint a várható kifaradási határfeszültséget. A következő próbatest terhelése olyan, hogy a σ_{II} feszültség kisebb legyen σ_1 -nél, és a törés $N_{II} > N_1$ ismétlődés után következik be. Addig folytatjuk a vizsgálatot amíg a



13.5. ábra. *Wöhler*-görbe

próbatest acél esetén 10^7 , színesfém esetén $5 \cdot 10^7 \dots 10^8$ számú ismétlődés igénybevétel törés nélkül képes elviselni. Ehhez a „végtelen számú” ismétlődő igénybevétel terheléséhez tartozó feszültség: σ_f a kifaradási határfeszültség. A 13.5. ábra a *Wöhler*-görbe felvételét mutatja. A IX. és X. próbatestek terhelése már σ_f értéke alatti feszültséget eredményeznek. A 13.5b ábra féllogaritmikus léptékben adja meg a *Wöhler*-görbét. A görbe három szakaszra osztható. Az első szakaszon az ismétlési szám olyan kicsi, hogy gyakorlatilag nincs határa az alkatrész (a próbapálca) tönkremenetelére. A második (a középső) szakaszon az élettartam a fellépő feszültség függvénye.

Véges, azaz korlátozott ismétlődési számnál (N_i) a *Wöhler*-görbe első ágában a kifaradási feszültség amplitúdója (az időtartam szilárd-

sága) σ_{ft} a kifaradási határra (N_f és σ_f) vonatkoztatva a

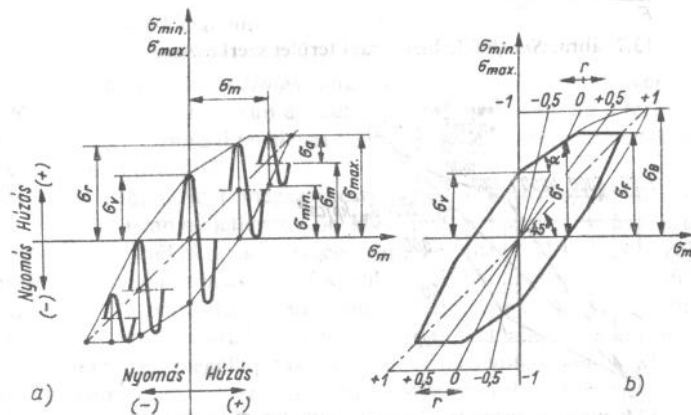
$$\sigma_{ft} = \sigma_f \sqrt[\mu]{\frac{N_f}{N_t}}$$

összefüggéssel határozható meg (lásd 13.5. ábra időtartam szilárdsági szakasz).

A μ felvételére a vonatkozó irodalomban eléggé eltérő javaslatokat találunk. Acélananyagokra Kimmelman értékfelvételét: $\mu = 6 \dots 10$ fogadjuk el, ha $N_f = 10^7$ ismétlődési számra (a kifaradási határra) vonatkoztatva végezzük el a számítást. A harmadik szakasznál a kifaradási határfeszültség alatti feszültség esetén az élettartam korlátlan, míg nagyobb feszültséget okozó terhelés esetén a fáradásos törés bizonyos idő után bekövetkezik.

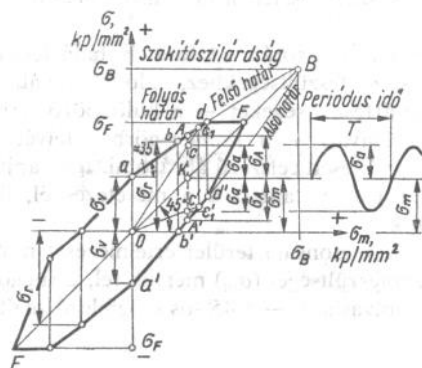
A *Wöhler*-görbe kísérleti felvétele során, a kifaradási határfeszültség megállapításánál különböző közepfeszültségekhez, különböző váltakozó feszültségek tartoznak. A határfeszültségeket — a különböző terhelési esetekre (σ_m és σ_a változtatásával) — a *Wöhler*-görbék felvételének értékeivel közös diagramba együttesen célszerű ábrázolni. Így kapjuk az ún. kifaradási biztonsági területeket, amelyek a méretezésnél, ill. az ellenőrzésnél jól használhatók.

A 13.6. ábra a *Smith*-féle biztonsági terület értelmezését mutatja. A vízintes tengelyre a közepfeszültséget (σ_m) mérjük fel, a függőleges tengelyen pedig közvetlenül leolvasható — a 45° -os szögfelező segítségével —

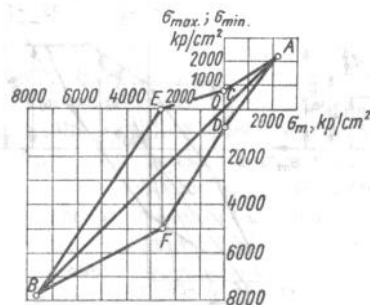


13.6. ábra. *Smith*-féle biztonsági terület értelmezése

vel — az összes jellemző, így a közép feszültség (σ_m) a feszültséglengetés amplitúdója (σ_a), valamint a maximális és a minimális (σ_{max} és σ_{min}) feszültségértékek. A 13.6b ábrán feltüntettük az aszimmetria tényezőt jellemző „r” sugársort is. A közép feszültségnek és a feszültséglengetés amplitúdójának a kifáradásra gyakorolt együttes hatását nagyon képié- sen mutatják a *Smith*-ábrák. A 13.7. ábrán bemutattuk a *Smith*-féle biztonsági terület közelítő szerkesztését, a statikus anyagjellemzők (σ_F és σ_B), és a kifáradásra jellemző tiszta lengő (σ_v) és tiszta lüktető (σ_r) határ- feszültségek segítségével. A területet határoló egyenes hajlásszögének értéke szerkezeti acélanyagok esetén $\alpha \approx 35^\circ$. Az ábrán feltüntettük egy tetszőleges terhelés meghatározását is (K, C és C') pontok, σ_m , σ_a a fe-



13.7. ábra. *Smith*-féle biztonsági terület szerkesztése

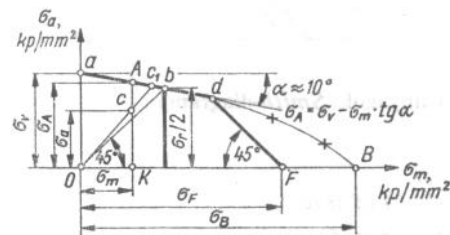


13.8. ábra. Húzást és nyomást különbözőképpen viselő anyag (öv.) biztonsági területe

szültségek, és a T periódus idő. A területet határoló egyeneseknek, és a terhelés meghatározta pontoknak a biztonsági tényező számszerű meg- határozásánál van jelentős szerepe.

Ha az anyag különbözőképpen viseli el a húzást és a nyomást (ilyen például az öntöttvas), úgy a biztonsági terület a 13.8. ábra szerint alakul.

A *Haigh*-féle biztonsági terület vízszintes tengelyén a közép feszültség (σ_m), a függőlegesen pedig a feszültséglengetés amplitúdója van meg- adva. A diagram egyszerűbb és könnyebben kezelhető, mint a *Smith*-féle, de a kifáradási folyamatról nem ad olyan képié- s ábrázolást. A 13.9. ábra mutatja a szerkezeti acélanyagok *Haigh*-diagramját. Az a pont a tiszta lengés, a b pont a tiszta lüktetés kifáradási határfeszültségét adja meg. A két pontot összekötő egyenes egyenletét is megadtuk az ábrán. Az α hajlásszög értéke általános tengelyacélokra 10° . Hasonlóan a *Smith*-féle ábrázolásnál alkalmazott módszerünkhöz, most is ábrázol- tunk egy terhelési esetet (K és C pont).



13.9. ábra. *Haigh*-diagram

Mind a *Smith*-, mind a *Haigh*-diagramban történő ismétlődő igénybe- vétel ábrázolásánál akkor van egynél nagyobb biztonság, ha a terhelést jellemző pont a biztonsági területen belül helyezkedik el (lásd biztonsági tényező meghatározását).

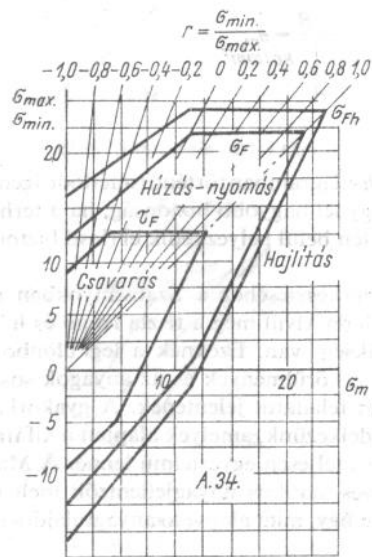
A biztonsági terület megszerkesztéséhez a Szabványokban meg- adott ún. statikus anyagjellemzőkön kívül még a tiszta lengő és lüktető kifáradási határértékekre is szükség van. Ezeknek a legkülönbözőbb esetekre való meghatározása — a körülmények és az anyagok sokféle- sége miatt — megvalósíthatatlan feladatot jelentenek. A gyakorlatban aránylag kevés olyan adattal rendelkezünk, amelyek alapján a kifáradási biztonsági területek megállapítása teljesen egyértelmű lenne. A Magyar Szabvány nem közli — az egyes statikus anyagjellemzők mellett — a kifáradási biztonsági területeket úgy, mint alapvető anyagtulajdonságo- kat meghatározó jellemzőket.

A Német Demokratikus Köztársaság szabványa (TGL 19340) meghatározza a fontosabb szerkezeti anyagokra vonatkozó biztonsági területeket. Ezeket közöljük a megfelelő magyar anyagjelzés behelyettesítésével a 13.1. táblázat ábráin. A 13.2. táblázat szintén a TGL 19340 szabvány alapján készült, és a szerkezeti anyagok kifáradási jellemzőit tartalmazza.

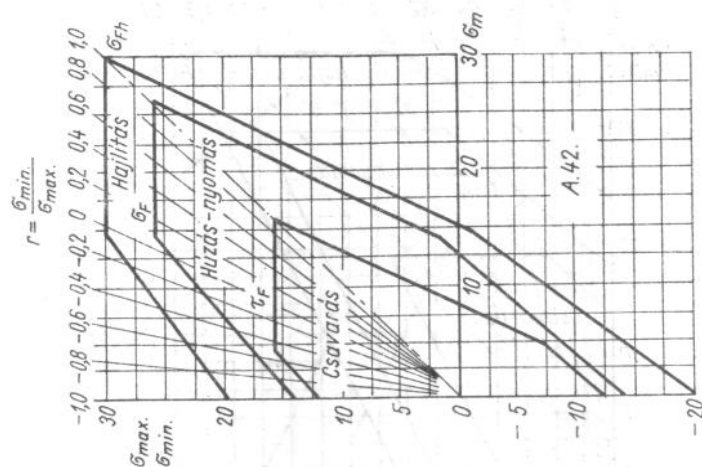
A tudományos kutatók arra törekedtek, hogy a kifáradási jellemzők meghatározása akkor is lehetséges legyen, ha csak a statikus anyagjellemzők ismertek. Kísérleti eredmények alapján olyan összefüggéseket és diagramokat közöltek, amelyek tájékoztató jellegű kapcsolatot adnak a statikus és a kifáradási jellemzők között. Ezek csak bizonyos közelítést jelentenek, mégis igen jól felhasználhatók, és nagyon hasznosak a kifáradási biztonsági területek megszerkesztésekor.

13.1. táblázat

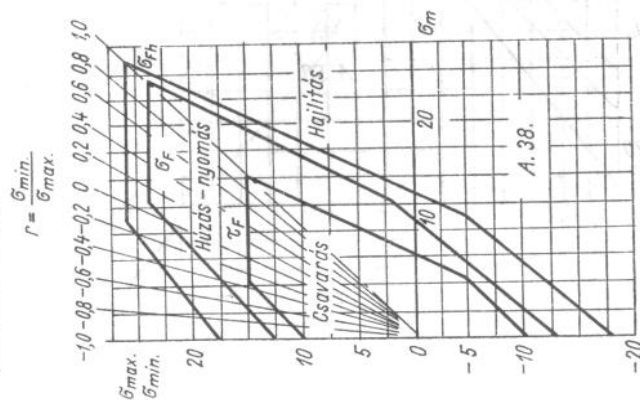
Különböző szerkezeti anyagok Smith-diagramjai



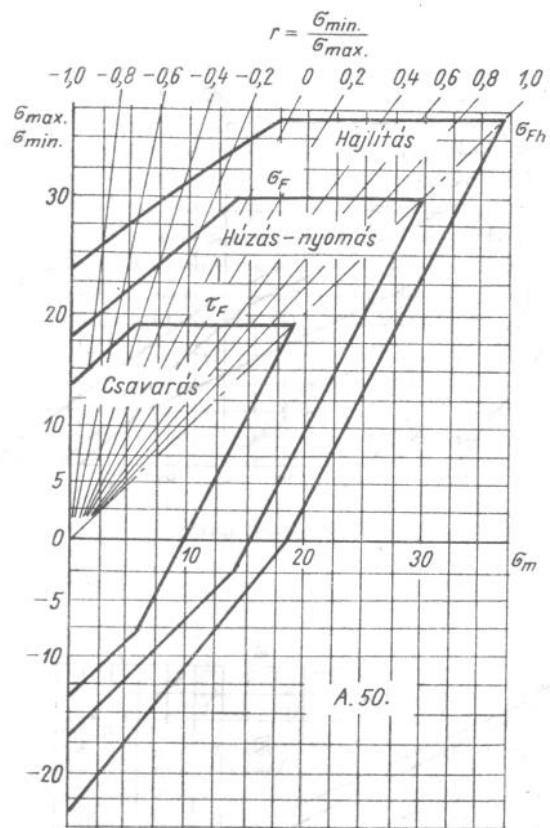
13.1. táblázat 2. folytatása



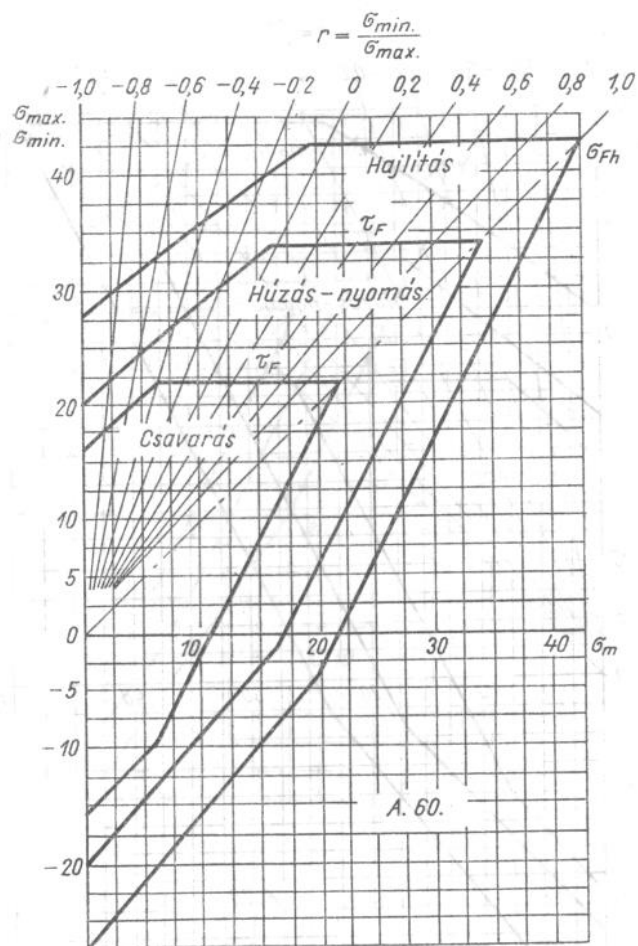
13.1. táblázat 1. folytatása



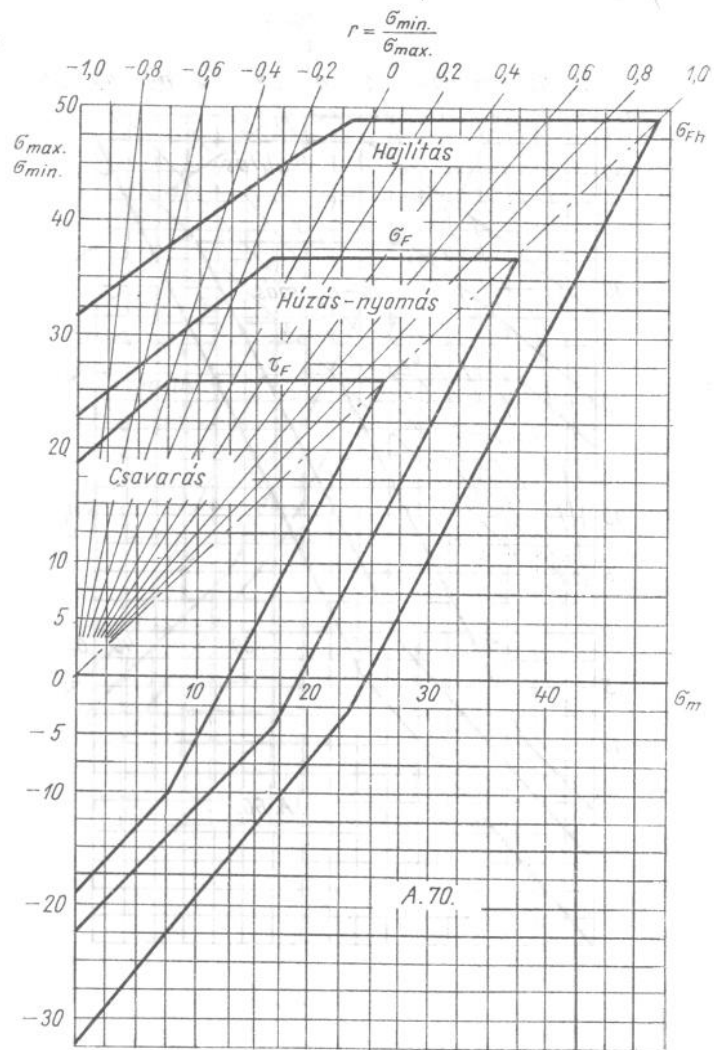
13.1. táblázat 3. folytatása



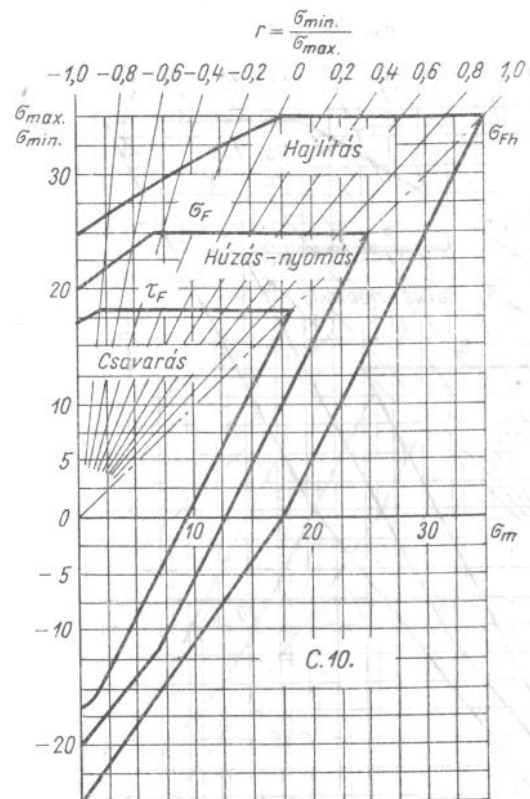
13.1. táblázat 4. folytatása



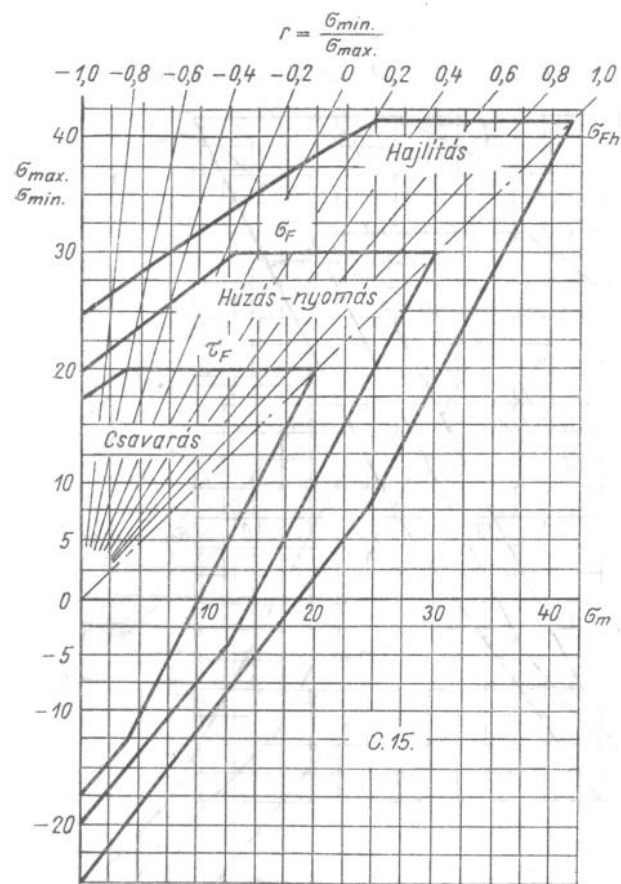
13.1. táblázat 5. folytatása



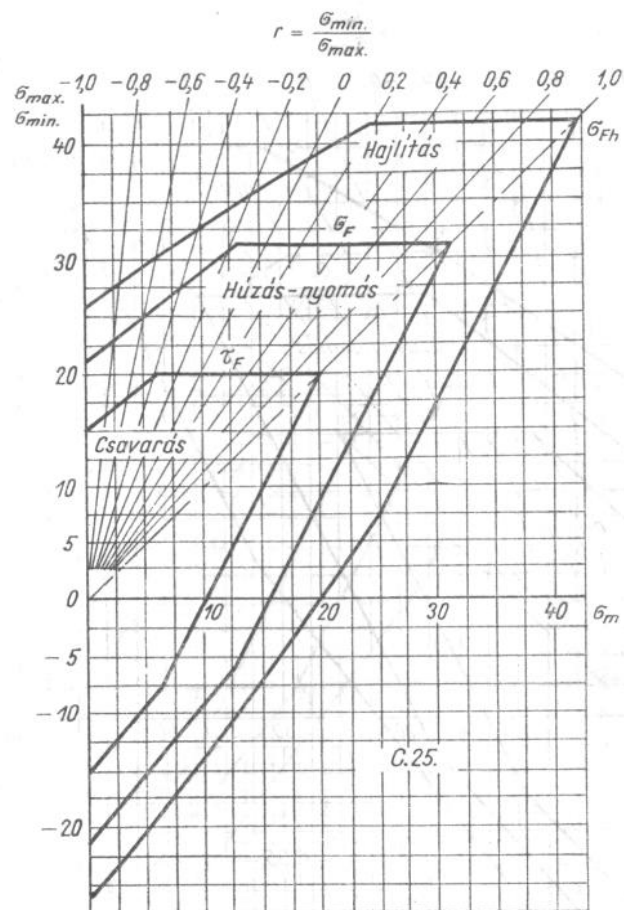
13.1. táblázat 6. folytatása



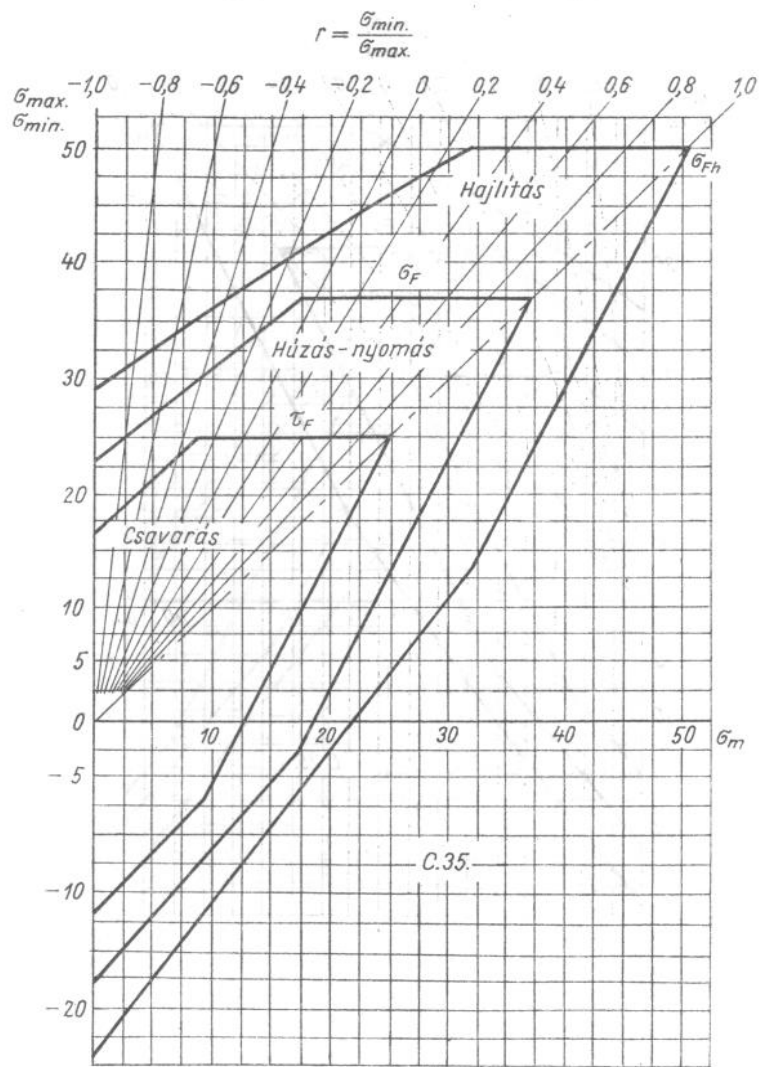
13.1. táblázat 7. folytatása



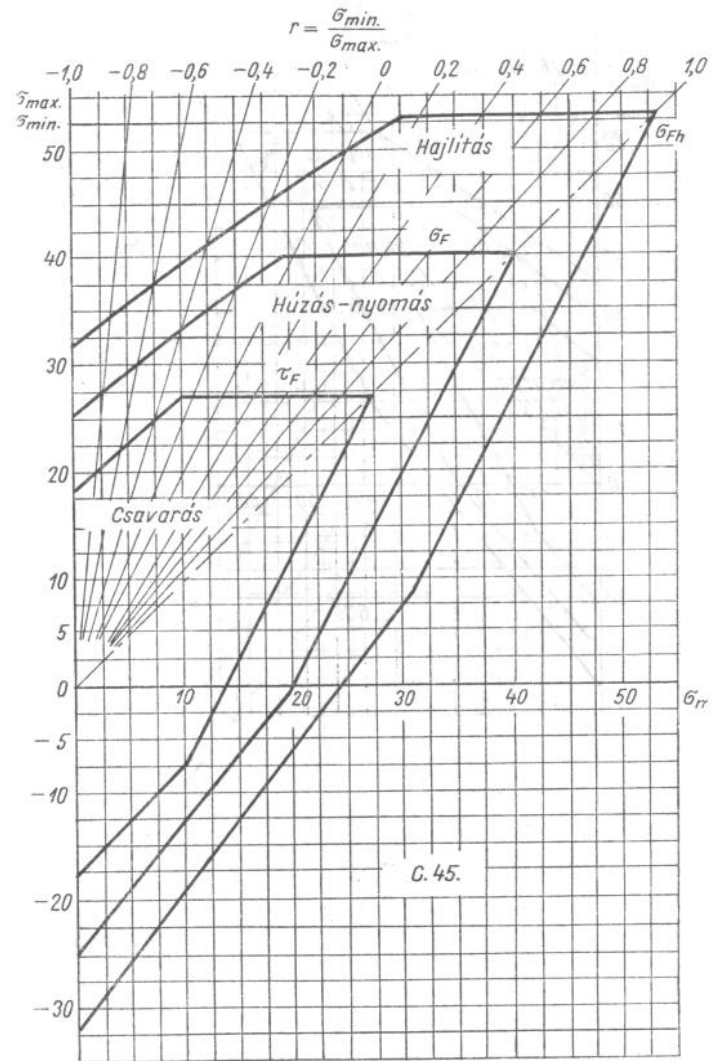
13.1. táblázat 8. folytatása



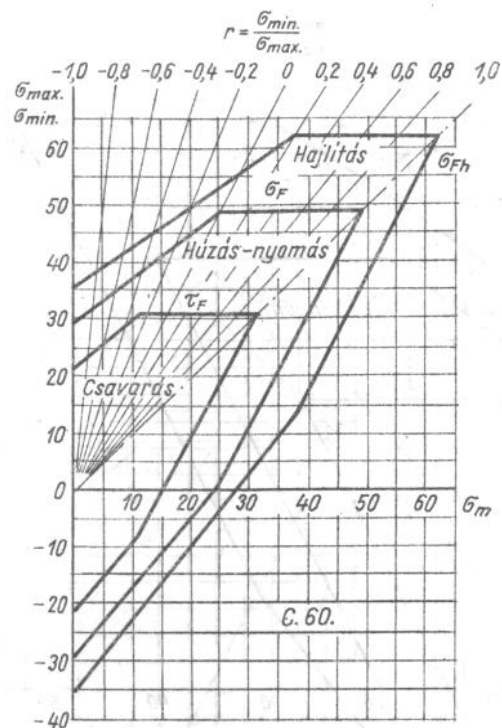
13.1. táblázat 9. folytatása



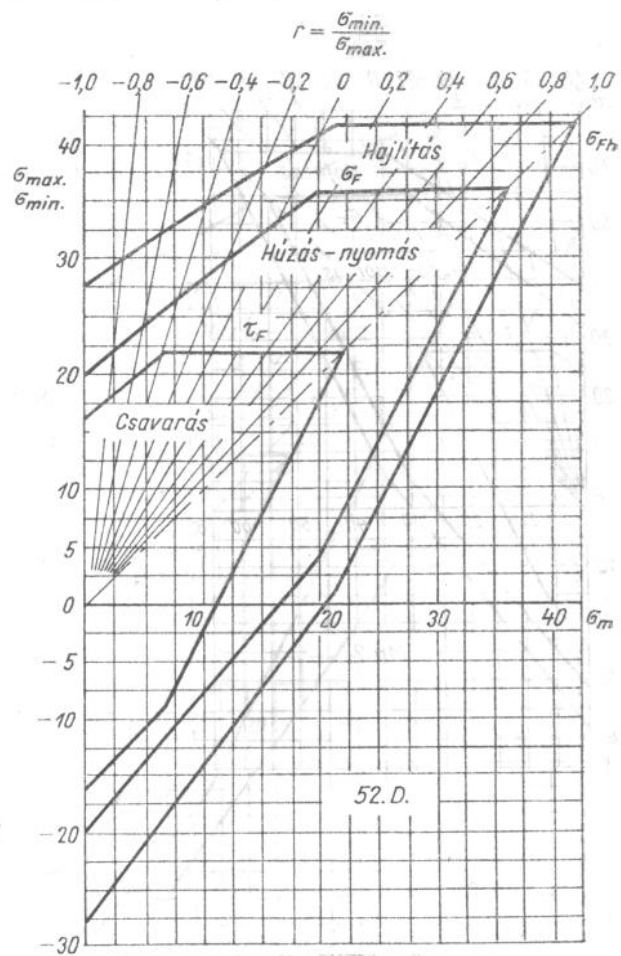
13.1. táblázat 10. folytatása



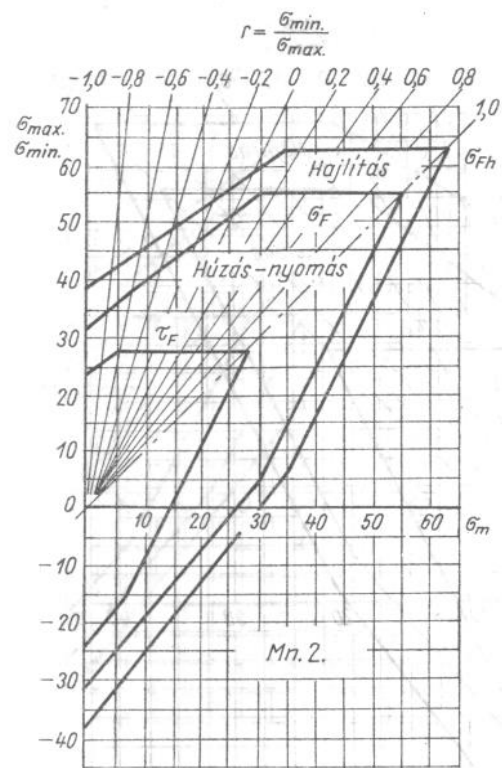
13.1. táblázat 11. folytatása



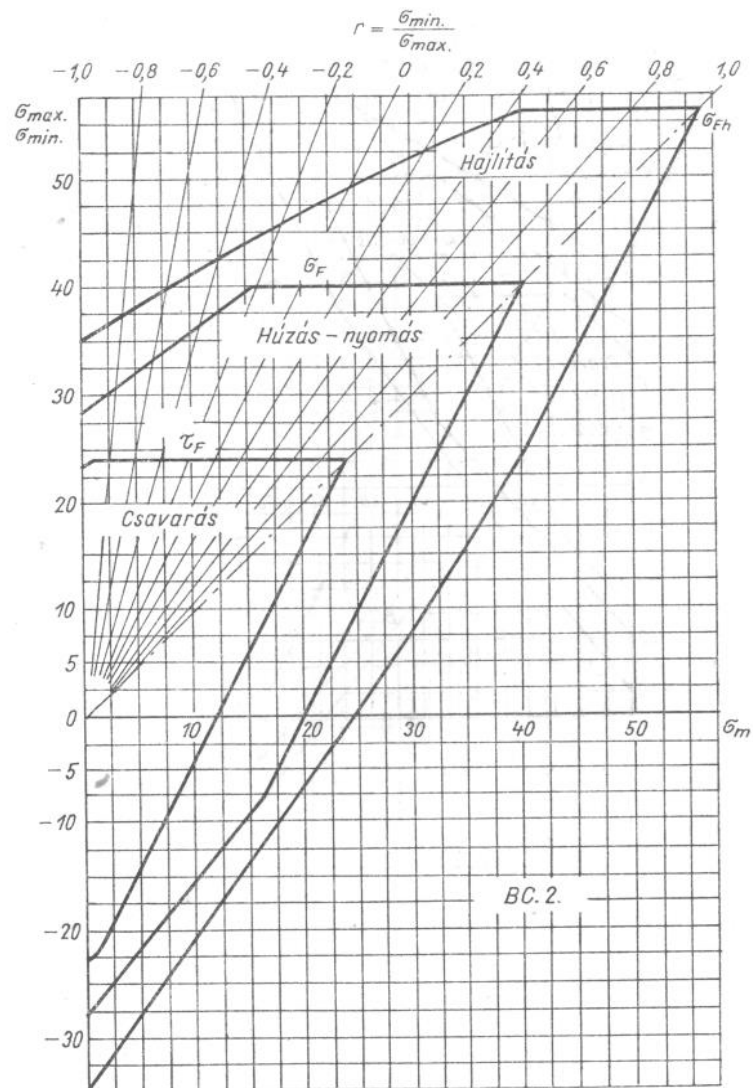
13.1. táblázat 12. folytatása



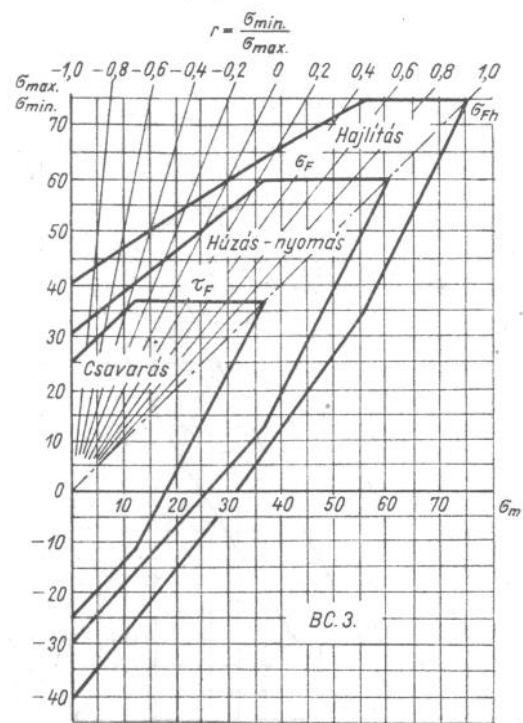
13.1. táblázat 13. folytatása



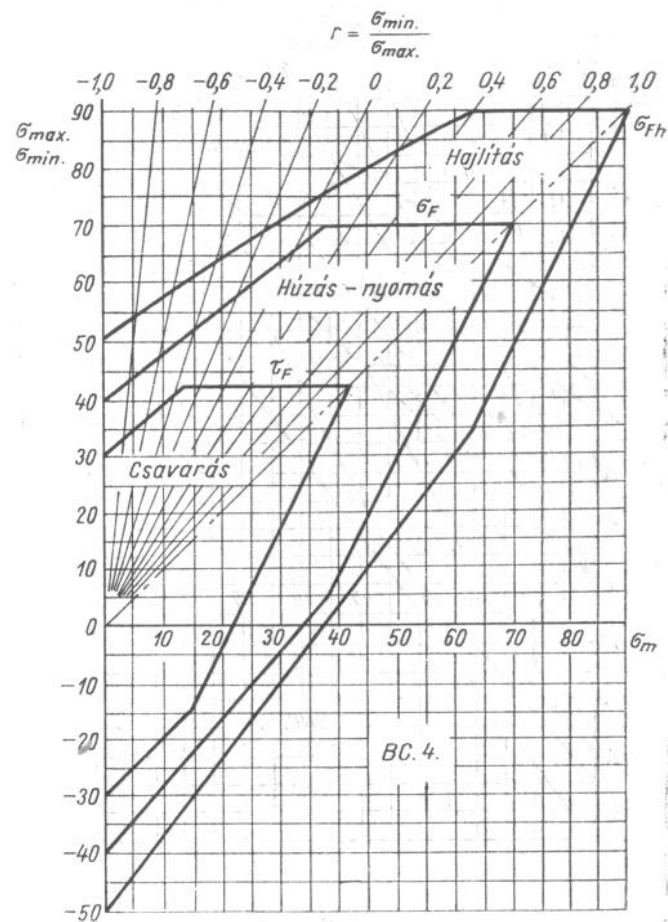
13.1. táblázat 14. folytatása



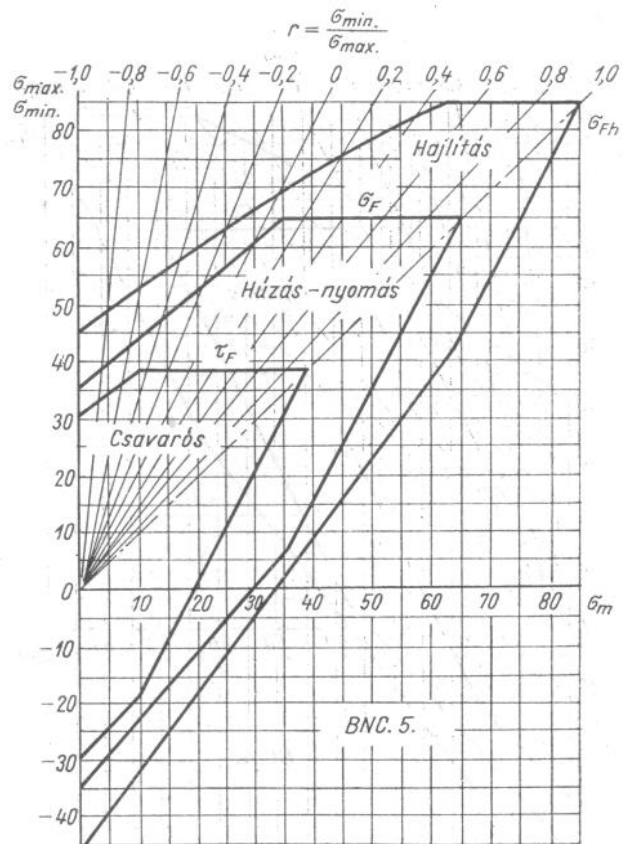
13.1. táblázat 15. folytatása



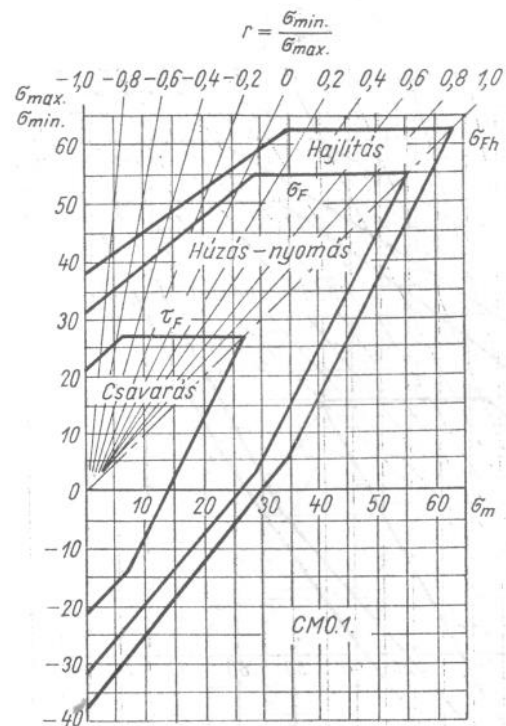
13.1. táblázat 16. folytatása



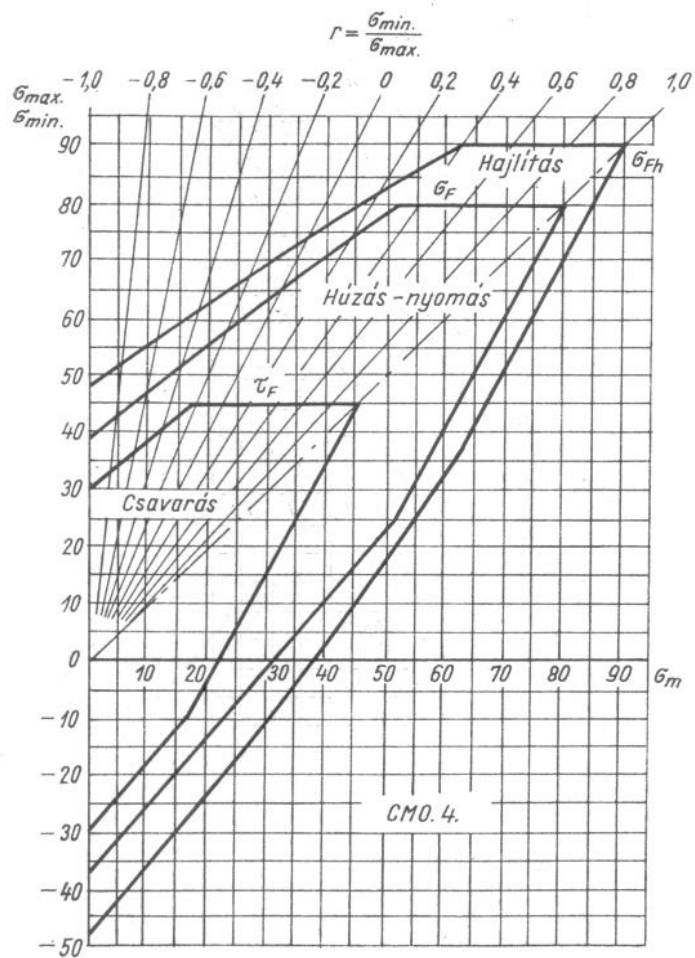
13.1. táblázat 17. folytatása



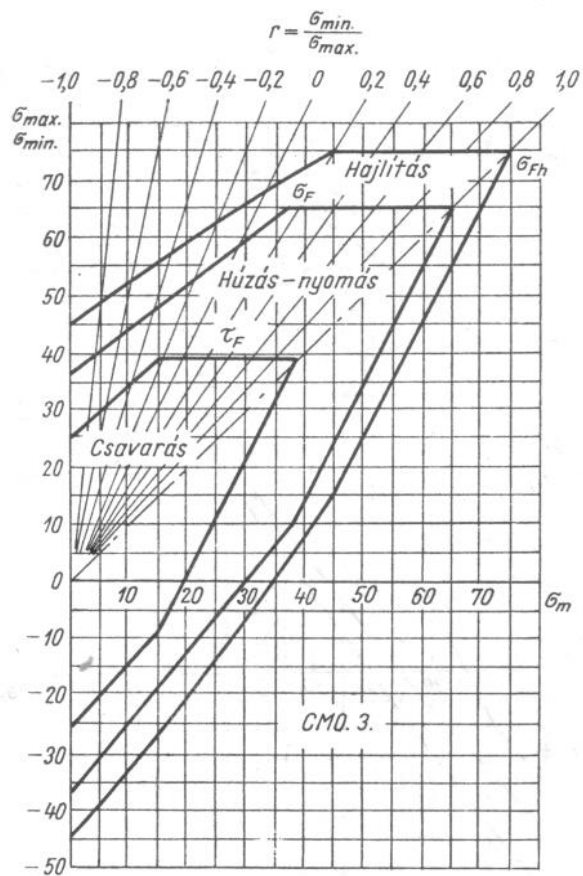
13.1. táblázat 18. folytatása



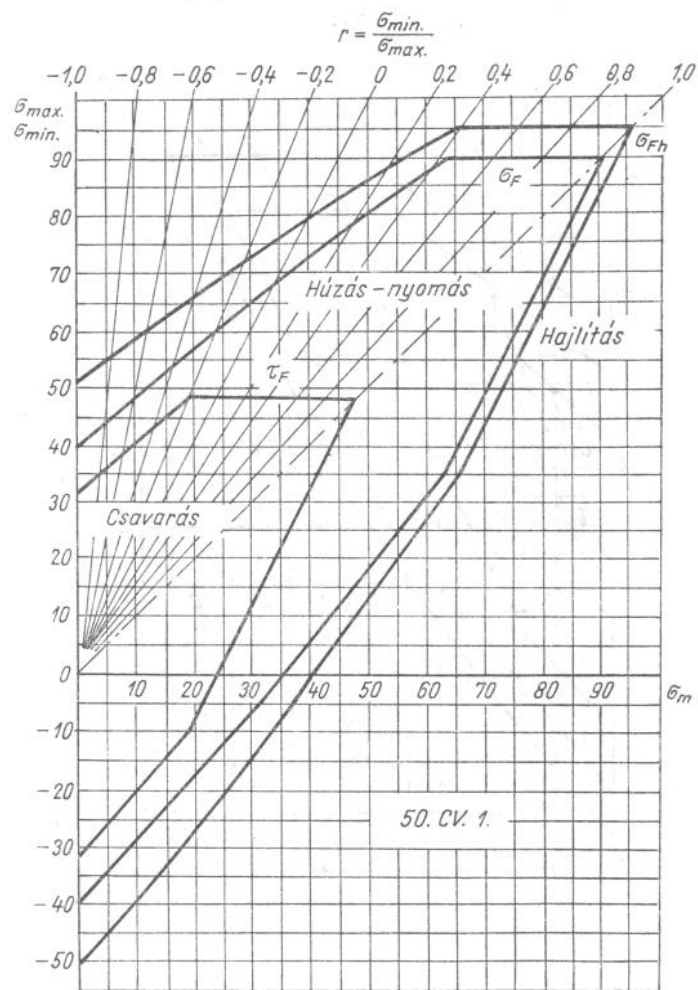
13.1. táblázat 19. folytatása



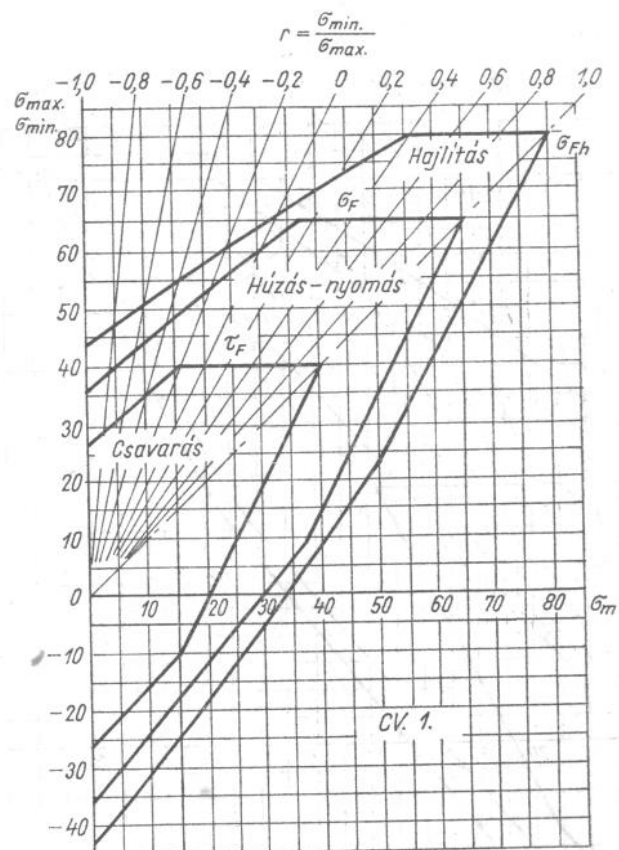
13.1. táblázat 20. folytatása

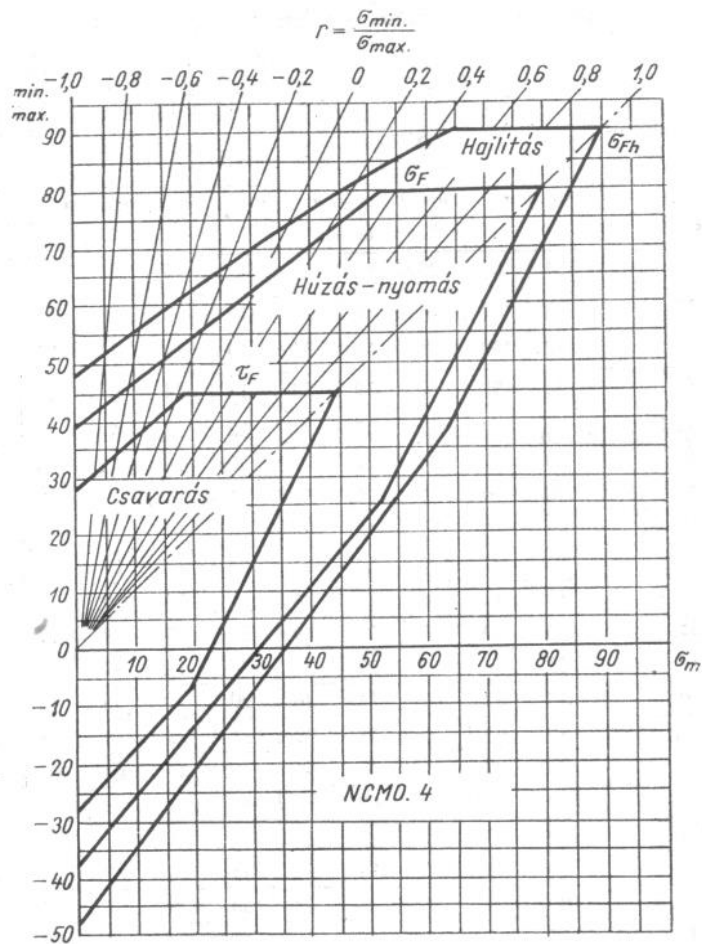
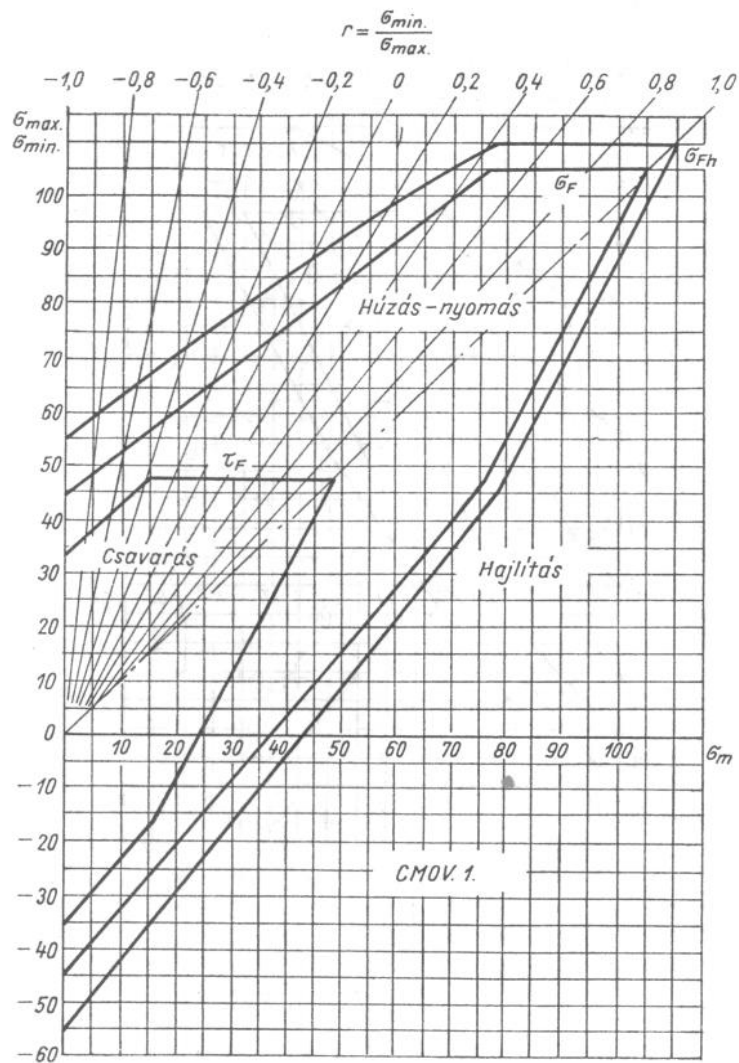


13.1. táblázat 21. folytatása



13.1. táblázat 22. folytatása





Szerkezeti anyagok statikus és kifáradási anyagjellemzői

Az acélminőség jele	Szakítószilárdság	Folyáshatár hajlításra	Húzás-nyomás folyáshatára	Folyáshatár csavarára	Tiszta lengőhajlítás kifáradási határa	Tiszta lengő húzó vagy nyomó kifáradási határ	Tiszta lengő csavarás kifáradási határa	Tiszta tükörhajlítás kifáradási határa	Tiszta tükör húzó vagy nyomó kifáradási határ	Tiszta tükör csavarás kifáradási határ
	σ_B	σ_{Fh}	σ_F	τ_F	σ_{vh}	σ_{vhn}	τ_{vt}	σ_{rh}	σ_{rhn}	τ_{rt}
kp/mm ²										
A 34	34	24	22	13	16	12	9	24	19	13
A 38	38	26	24	15	18	13	10	26	21	15
A 42	42	30	26	16	20	14	12	30	24	16
A 50	50	37	30	19	24	18	14	37	30	19
A 52 D	52	42	36	22	28	20	16	41	33	22
A 60	60	43	34	22	28	20	16	43	34	22
A 70	70	49	37	26	32	23	19	49	37	26
C 10	42	35	25	18	25	20	17	35	25	18
C 15	50	42	30	20	25	20	17	38	30	20
C 25	50	42	31	20	26	21	15	39	31	20
C 35	60	50	37	25	29	23	17	44	37	25
C 45	65	53	40	27	32	25	18	49	40	27
C 60	75	62	49	31	36	29	21	55	48	31
Mn 1, Mn 2	80	63	55	28	39	31	23	59	51	28
CV 1, CV 2	90	80	65	40	44	36	26	67	60	40
50 CV 1	110	95	90	48	51	40	31	80	68	48
CMo 1	80	63	55	27	38	31	21	59	52	27
CMo 3	90	75	65	39	44	36	25	68	59	39
CMo 4	100	90	80	45	48	38	29	74	64	45
CM V 1	125	110	105	48	56	45	34	88	76	48
NCMo 4	100	90	80	45	48	39	28	73	65	45
BC 2	60	56	40	24	35	28	23	49	40	24
BC 3	80	75	60	36	40	30	25	60	50	36
BC 4	100	90	70	42	48	40	30	75	66	42
BNC 5	90	85	65	39	45	35	30	68	59	39

A hajlító-lengő kifáradási határfeszültség (σ_{vh}) értéke általános rendeltetésű ötvözetlen szerkezeti acéloknál:

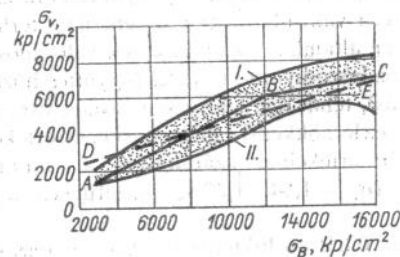
$$\begin{aligned} \sigma_{vh} &= 0,6 \sigma_B, & \text{ha } \sigma_B < 50 \text{ kp/mm}^2; \\ \sigma_{vh} &= 0,5 \sigma_B, & \sigma_B = 50 \dots 70 \text{ kp/mm}^2; \\ \sigma_{vh} &= 0,4 \sigma_B, & \sigma_B > 70 \text{ kp/mm}^2; \end{aligned}$$

és nemesített acélok esetén:

$$\begin{aligned} \sigma_{vh} &= 0,285 (\sigma_F + \sigma_B) && \text{Stribeck szerint;} \\ \sigma_{vh} &= 0,25 (\sigma_F + \sigma_B) + 5 && \text{Houdremont és Mailander szerint;} \\ \sigma_{vh} &= 0,2 (\sigma_F + \sigma_B + \psi) && \text{Jünger szerint;} \\ \sigma_{vh} &= 0,175 (\sigma_F + \sigma_B - \delta_{10} + 100) && \text{Lequis szerint;} \\ \sigma_{vh} &= 0,6 \sigma_B - 0,01 \sigma_B^2 && \text{Gérolid szerint.} \end{aligned}$$

Az összefüggésekben σ_F a folyáshatár, σ_B a szakítószilárdság, ψ a kontrakció, δ a nyúlás értéke.

Szovjet kutatók nagyszámú vizsgálat eredményét foglalták össze a 13.10. ábrán látható diagramba. Az I és II görbék határolják a kísérletek eredményeinek szórását.



13.10. ábra. A szakítószilárdság és a hajlító-lengő kifáradási határfeszültség kapcsolata

Az AB egyenes felel meg a $\sigma_{vh} \approx 0,5 \sigma_B$ összefüggésnek. A BC egyenes a nagy szilárdságú ($\sigma_B > 100 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}$) acélok esetén érvényes:

$$\sigma_{vh} = 40 + \frac{1}{6} \sigma_B \left[\frac{\text{kp}}{\text{mm}^2} \right].$$

Más esetben a nagyszámú vizsgálati eredmény alapján a szaggatott vonallal rajzolt DE egyenes összefüggését ajánlják:

$$\sigma_{vh} = 0,27 \sigma_B + 18,5 \text{ kp/mm}^2,$$

vagy a folyáshatárral kifejezve:

$$\sigma_{vh} = 0,24 \sigma_F + 27,5 \text{ kp/mm}^2.$$

Kísérleti eredmények szerint acélöntvényre és öntöttvasra közelítőleg:

$$\sigma_{vh} \approx 0,4 \sigma_B \text{ kp/mm}^2$$

értékkel lehet számolni.

Színesfémek esetén:

$$\sigma_{vh} = 0,25 \dots 0,5 \sigma_B \text{ kp/mm}^2$$

kifejezés használható.

A húzó-nyomó lengő kifáradási határ (σ_{vhny}) és a hajlító-lengő kifáradási határfeszültség (σ_{vh}) között a következő összefüggés van:

$$\sigma_{vhny} = 0,7 \dots 0,8 \sigma_{vh}.$$

Ez azzal magyarázható, hogy a húzó-nyomó igénybevétel fárasztóvizsgálata során nagyon nehezen valósítható meg a centrikus terhelés. Gyakorlatban — és ez felel meg általában az alkatrészek valóságos terhelési esetének is — excentrikus húzó-nyomó terhelés (együttes húzás és hajlítás vagy nyomás és hajlítás), tehát nagyobb igénybevétel van, mint a tiszta centrikus terhelésnél, és ez lecsökkenti a kifáradási határértékeket.

A tiszta lüktetőszilárdság értékeinek számítására a különböző kísérleti eredmények alapján ($\sigma_r = 1,54 \dots 1,62 \sigma_v$ összefüggés fogadható el.

Ez megfelel a $\sigma_r = 0,615 \dots 0,835 \sigma_B$ lüktetőszilárdság és a szakítószilárdság közötti kapcsolatnak.

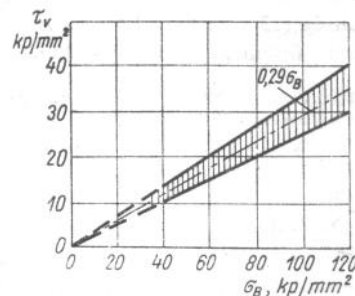
Hempel javaslata alapján ha a Smith-diagram felső határgörbéjét 35° alatt húzzuk meg a σ_v -ből kiindulva, akkor teljesülnek az előzőekben közölt összefüggések. A Haigh-diagramban ez az $\alpha \approx 10^\circ$ -nak megfelelő egyenes hajlásszöget jelenti.

A csavaró lengőszilárdság és a szakítószilárdság között az irodalom alapján $\tau_v = 0,27 \cdot \sigma_B$ összefüggés írható fel. A kísérleteket gépjárművekhez használatos acélnyagokra végezték, és a kísérleti eredmények szórásának közelítését adja az összefüggés.

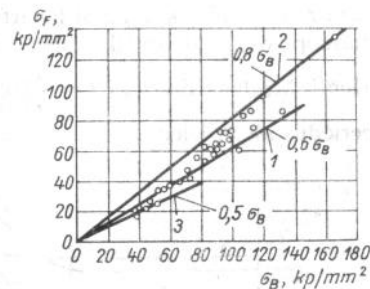
Amerikai vizsgálat eredményeit összegezi a 13.11. ábrán látható szórásmező, amelynek középvértéke: $\tau_v \approx 0,29 \sigma_B$.

A csavaró lengőszilárdság és a hajlító lengőszilárdság között: $\tau_v = 0,4 \dots 0,5 \sigma_v$ kapcsolat van a kísérletek alapján. Ez kb. 20%-kal kisebb, mint az elméletileg meghatározható érték.

A biztonsági területek megszerkesztéséhez szükséges statikus anyagjellemzőket a szabványból (könyvünkben a szabvány kivonatot tartalmazó — táblázatokból) vesszük fel. A 13.12. ábrán látható diagram a folyáshatár változását mutatja a szakítószilárdság függvényében. Az 1. kis szilárdságú acélok ($0,6 \sigma_B < \sigma_F$) a 2. nagy szilárdságú acélok ($\sigma_F \approx 0,8 \sigma_B$) és a 3. temperöntvény és acélöntvény ($0,6 \sigma_B < \sigma_F \approx 0,5 \sigma_B$) esetén ad összefüggést a folyáshatár és a szakítószilárdság között.



13.11. ábra. Csavaró lengő kifáradási határfeszültség kapcsolata a szakítószilárdsággal acélnyagok esetén



13.12. ábra. A folyáshatár és a szakítószilárdság kapcsolata

A csavarási folyáshatár és a húzófolyáshatár között az alakváltozási munka elméletileg $\tau_F = 0,58 \sigma_F$ összefüggést határoz meg.

Az irodalmi adatok alapján A34—A70 ötvözetlen szénacélokra általában

$$\frac{\tau_F}{\sigma_F} = 0,71 \dots 0,62$$

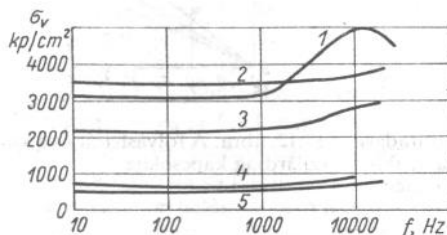
arány, az ötvözött acélokra:

$$\frac{\tau_F}{\sigma_F} = 0,41 \dots 0,61$$

arány vehető fel (lásd 13.2. táblázat adatait).

A kifáradási hatást befolyásoló tényezők vizsgálata. A kifáradási határfeszültség értékeket, biztonsági területek megszerkesztéséhez szükséges jellemzőket többnyire sima, polírozott felületű próbatestekkel, kísérleti úton határozzák meg. A gyakorlatban alkalmazott gépalkatrészek jellemzői, a nagyságuk, a felületi megmunkálásuk, szerkezeti kialakításuk (az alkatrész alakja és tagoltsága) eltérnek a kísérleti próbatestektől, ezért ezek befolyását figyelembe kell venni. Ugyancsak körültekintően kell vizsgálnunk az üzemi hatások (hőmérséklet, korróziós hatás, a terhelés frekvenciája vagy a felületi kezelés, bevonatok, mechanikus keményítés stb.) szerepét.

Az ismétlődő igénybevétel frekvenciájának hatása. Acél, réz, alumínium és más anyagú próbatestekkel végzett vizsgálatok azt bizonyították, hogy a gyakorlatban előforduló frekvenciák a kifáradási határra nincsenek jelentős hatással. Csak a 10^8 Hz-cel nagyobb frekvenciáknál kezd növekedni a kifáradási határfeszültség (13.13. ábra). Frekvencia a másodpercenkénti ismétlődések, rezgések, feszültségváltozások számát jelenti. Meghatározása az $f = \frac{1}{T}$ összefüggéssel történik, ahol T az egy periódus idejét jelenti.



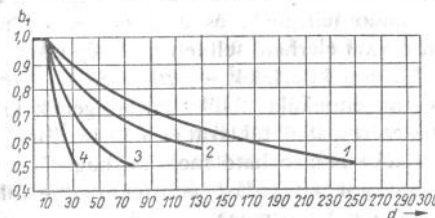
13.13. ábra. A kifáradási határ és a frekvencia közötti kapcsolat

Az alkatrész méreteinek befolyása. Kísérletek bizonyították, hogy a méretek növekedésével a kifáradási határ csökken. Ez egyrészt azzal magyarázható, hogy a felületen levő anyaghibák (üregek, mikrorepedések, zárványok, megmunkálási nyomok) nagyobb valószínűséggel segítik elő a repedések létrejöttét. Másrészt a nagyméretű alkatrészek mechanikai megmunkálásakor a képlékeny alakváltozás visszamaradó feszültségei — amelyek kedvezőek a kifáradási határra — viszonylag vékonyabb réteget alkotnak a kisméretű próbatestekhez viszonyítva. Az alkatrész méreteitől függő hatást b_1 mérettényezővel vesszük figyelembe.

Erre azért van szükség, mert az ismétlődő igénybevételek jellemzőit leggyakrabban $d = 7,5 \dots 15$ mm átmérőjű sima feszültséggyűjtő hely nélküli próbatestekkel veszik fel, és ez a méret kisebb, mint az általában használatos alkatrész mérete. A gyakorlat pedig azt bizonyítja az előzőeket figyelembe véve, hogy a nagyobb méretű alkatrészek hajlamosabbak a fáradásos törésre.

A különböző kutatók az eredményeiket — amelyek elég nagy szórást mutatnak — diagramokban teszik közzé. Erre példa a 13.14. ábra 1 jelű görbéje, amely Hanchen, és a 2 jelű, amely Lehr kísérletei alapján készült.

Szerenszen a saját kísérleti eredményeire és az irodalmi adatokra támaszkodva a leggyakoribb esetekre vonatkozó — a valóság helyzetet legjobban megközelítő — diagramokat szerkesztett. A 13.15. ábrán látható görbék tiszta lengő hajlításra vonatkoznak, ahol: 1 szénacél feszültséggyűjtő hely nélkül; 2 ötvözt acél feszültséggyűjtő hely nélkül, vagy szénacél enyhe feszültséggyűjtő hatással; 3 ötvözt acél mérsékelt feszültséggyűjtő esetében; 4 ötvözt acél nagyfokú feszültséggyűjtő hely alkalmazása esetén adja meg b_1 értékét. Az értékek kör keresztmetszetű és vastagfalú csőtenegelyre vonatkoznak, de négyszögű és sokszögű keresztmetszetekre is alkalmazhatók. Az egyes görbék alkalmazására, a gyakorló feladatok fejezetben még visszatérünk. Jelenleg azt jegyezzük meg, hogy a mérettényező felvétele körültekintő feladatot igényel. A csavarásra vonatkozó mérettényező értékek hiányosak, ezért a hajlításra vonatkozó diagramokat alkalmazhatjuk. Az irodalom közül



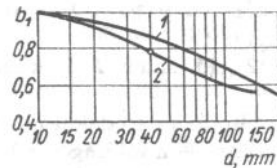
13.15. ábra. Mérettényező hajlításra Szeremen szerint

1. szénacélanyag feszültséggyűjtő hely nélkül; 2. szénacélanyag kismérvű feszültséggyűjtő helyesénél; 3. 500 MPa-os ötvözt acél kismérvű feszültséggyűjtő helyesénél; 4. 500 MPa-os ötvözt acél nagyfokú feszültséggyűjtő helyesénél

olyan diagramot, amely már együttesen vonatkozik mind hajlításra, mind csavarásra (13.16. ábra).

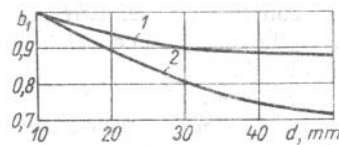
Öntöttvas alkatrészeknél hajlítás és csavarás eseteire vonatkozó mérettényezőket *Ponomarjov* ad meg a 13.17. ábrán látható diagramban. Ha a diagramban közölt méreteknél nagyobb átmérőjű öntöttvas alkatrészeknél van szükségünk a mérettényezőre, úgy a szénacélananyagokra vonatkozó görbéket alkalmazhatjuk tájékoztató jelleggel;

Bronzra vonatkozó b_1 értékeket — ha erre szükség van — szintén a szénacélananyagok görbéiből vehetjük fel.



13.16. ábra. A mérettényező változása az átmérő függvényében kör keresztmetszetű rudak hajlításakor és csavarásakor

1. szénacél; 2. ötvözött acél

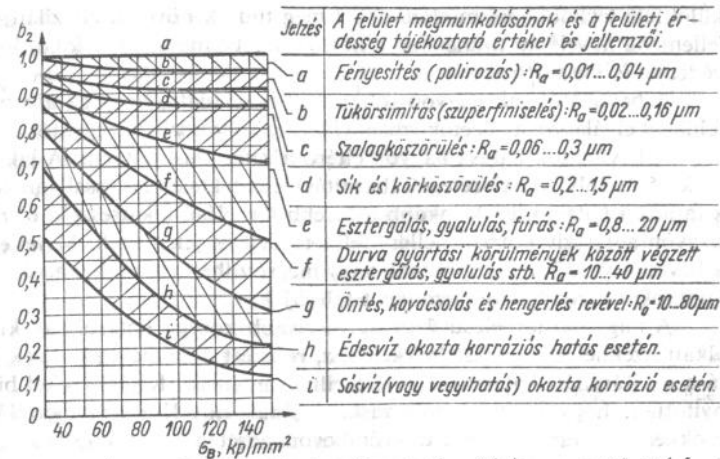


13.17. ábra. Öntöttvas rudakra vonatkozó mérettényező

1. csavarás; 2. hajlítás

A felületi érdesség és a korrózió befolyása. A kísérletek egyértelműen bizonyították, hogy az alkatrész felületének simasága, ill. érdessége vagy éppen korróziója nagymértékben befolyásolja a kifáradási határfeszültségek értékét. A 13.18. ábrán acélananyagok alkalmazása esetére adtuk meg a felület érdességét jellemző b_2 csökkentő tényező változását a szakítószilárdság függvényében ($b_2 \leq 1$). Az ábrán megadott megmunkálási jellemzők tájékoztató jellegűek, és a hazai gyakorlatban szokásos technológiai eljárásokkal elérhető felületi minőség függvényében adják meg b_2 értékét. Mivel a kísérletek — érthetően — nem terjedtek ki minden lehetséges megmunkálás felület érdességének kifáradásra gyakorolt vizsgálatára, ezért a 19.6. táblázat és a 13.18. ábra diagramja alapján b_2 közelítő értéke határozható meg. A diagram görbéi azt mutatják, hogy az acélananyagok kifáradási határfeszültsége főleg a nagy szilárdságú ötvözött acéloknál (σ_B magas értékű) csökken nagymértékben b_2 érdességi tényező értékének csökkenése miatt.

Ezért ha közönséges szénacél helyett ezeket használjuk, úgy csak akkor jelentkezik előny, ha a lehető legfinomabb megmunkálást írjuk elő. Ez nem mond ellent annak, inkább aláhúzza azt a tényt, hogy az



Megjegyzés: A felületi érdességi tényező meghatározásánál, a megfelelő jelzésű görbe kiválasztásánál a különféle gyártási eljárásokkal elérhető átlagos érdességek táblázatát (19.6. táblázat) és a tervező előírásait természetesen figyelembe kell venni.

13.18. ábra. A felületi érdességet figyelembe vevő b_2 tényező meghatározása

alkatrész méreteinek csökkentésére mindig törekedni kell a megmunkálás simaságának fokozására. Adott esetben ez lehet mérlegelés dolga, de nagy szilárdságú ötvözött acéloknál egyértelmű a fenti következtetésünk.

A 13.18. ábra hajlításra (húzásra-nyomásra) adja meg b_2 tényezőt. Forgó hajtogatásra a $b_{2M} = 0,575 b_2 + 0,425$, csavarásnál $b_{2T} = 0,6 \cdot b_2 + 0,4$ összefüggés adja meg a figyelembe veendő tényező értékét.

A hengerelt és az öntött alkatrészek felületét célszerű megtisztítani, mert 40%-os kifáradási határ csökkenés tapasztalható a revés, kerges felületű alkatrészek beépítésénél. Korrózió hatására a felületen foltok, árkok keletkeznek, ezek a felületi rétegek kristályai közötti kötőerőt csökkentik, majd az ismétlődő alakváltozás elősegíti a felületi hibák keletkezését és terjedését. Kísérletekkel megállapították, hogy bizonyos kenőolajok is könnyen reakcióba lépő közegeként szerepelnek acél alkatrészek esetén. Az ilyen közegek acélelemek felszínén a csökkenő molekuláris erők hatására 20%-kal csökkenthetik a kifáradási határt.

A felületi kezelés és hidegalakítás hatása. Az alkatrészek anyagának szilárdsági jellemzőit — beleértve a kifáradási határfeszültséget is —

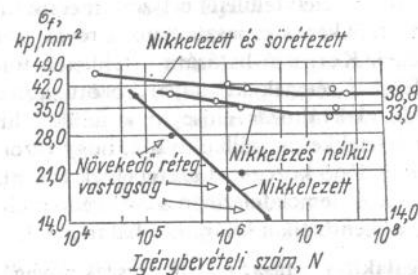
különbféle technológiai módszerekkel meg tudjuk növelni. A szilárdsági jellemzők növelésén túlmenően a külső felület simaságának fokozása és védelme is ide tartozik.

A bevonatoknak nagyon sokszor az is feladata, hogy az alkatrész felületét elválassza az üzem közben jelentkező agresszív közegektől.

A bevonatok hatása nagyon eltérő a kifáradási határra. A lakk, a cink, a különböző oxidrétegek (barnítás) jelentéktelen hatással vannak a kifáradási határra, ezek inkább a kisebb terhelésű alkatrészek, és nem nagyon agresszív korrózió elleni felületvédelmet jelentenek. Mivel ezek a bevonatok idővel elkophatnak vagy megsérülhetnek, ezeket a védőbevonatokat bizonyos időközönként felújítják.

A nagyobb terhelésű vagy agresszívabb közegű hatásoknak kitett alkatrészeknél krómozást, nikkelezést, rezezeit alkalmazunk. Ezek hatása a kifáradási határra már nem elhanyagolható. Kísérletekkel bizonyították, hogy a bevonatok vastagságának növelése nagymértékben csökkenti a kifáradási határt. Krómbevonat esetén a 30 μm -es vastagság 20%-os, az ugyanilyen vastagságú nikkelréteg 35%-os, a 30 μm -es rézréteg 15%-os kifáradási határ csökkenést idéz elő. Ezért ezeket a védőbevonatokat csak pár μm vastagságban célszerű elkészíteni. Előfordulhat az előzőekben említettektől eltérő eset. Így pl. a kemény krómozás 0,2 mm vastagságot is elérheti. Ezt a kopásállóság növelésére viszik fel a felületekre, mint pl. a forgattyús és bütykös tengelyek, vagy éppen hengerek esetén.

A hidegalakító megmunkálások (húzás, sajtolás, hengerlés) és a felületi rétegek keményítő mechanikai eljárások (felülethengerlés, görgőzés, acélsöréttel fúvatas) kedvezően hatnak a szilárdsági jellemzőkre, köztük a kifáradási határfeszültségre. A mechanikai eljárások a felületet keményítik, a felületi egyenetlenségeket elsimítják. A felületi rétegekben képlékeny alakváltozás következik be a műveletek alatt, majd utána



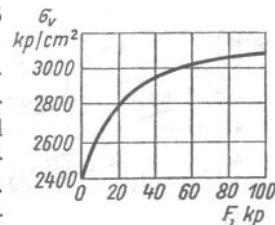
13.19. ábra. Nikkel bevonat és a sörétfurattás hatása

nyomófeszültség marad vissza. A sörétezés műveletét a legkülönbözőbb alkatrészeknél, tengelyeknél, fogaskerekeknél, csavaroknál, rugóknál és még sok más gépelemnél alkalmazzuk előnyösen. Megjegyezzük, hogy a sörétfurattásos felületi kezelés még a krómozás kedvezőtlen hatását is ellensúlyozza. A 13.19. ábra egy tengelyacél kifáradási határfeszültségeit adja meg különböző műveletek utáni vizsgálatoknál.

A felülethengerlést és görgőzést csak egyszerűbb — sík és forgóttest — alakú gépelemben végezhetjük el. Az így nyert felület sokkal simább mint a sörétezett, és mélyebben (5 mm-ig) keményedett réteget érhetünk el. A 13.20. ábra egy C45 jelű acél tisztalengő igénybevétel kifáradási határfeszültség változását mutatja a görgőzési nyomóerő függvényében.

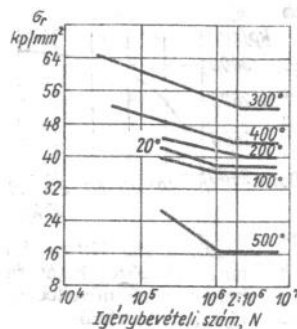
A hőkezelés — kiemelten a felületi keményítő eljárások — jelentősen növelhetik a kifáradási határfeszültséget. A cementálás utáni edzés és megeresztés (betétedzés) eredményeként megnövekszik az alkatrész kopásállósága és kifáradási határa. Az ilyen kis széntartalmú acélelemek közül megemlítjük a dugattyúcsapszegek, a szelepek, tengelyek és sok más alkatrész példáját. A nitridálás megváltoztatja a felületi réteg anyag-szerkezetét. A szemcsék megnövekednek, és nyomófeszültséget eredményeznek, így megnő a kifáradási határfeszültség értéke. A leghatékonyabb eljárás — a nitrocementálás — a szén és nitrogén dúsítás együttes alkalmazását igényeli. A nitrocementált rétegek nem szabad túl nagyra lennie, mert egy bizonyos az alkatrész méreteitől függő rétegvastagság után már nem nő a kifáradási határfeszültség, sőt csökken.

Nagy hatású kifáradási határfeszültséget növelő eljárások a nagyfrekvenciás, és a lángedzés. Irodalomban közölt kísérletek alapján tudjuk, hogy a nagyfrekvenciás edzés azoknál az alkatrészeknél a leghatékonyabb, amelyeknél a feszültség-gyűjtőhelyek hatása a gátlástényező értéket megnöveli. Ezeknél az eseteknél β értéke jelentősen csökkenthető a jól megválasztott (hőtartási idő, lehűtés sebessége stb.) nagyfrekvenciás edzés után. A lángedzés alkalmazására olyan alkatrészeknél kerül sor — fogaskerekek fogainál, tengely csapjainál — amelyeknél csak egy szakasz, ill. egy rész hőkezelése indokolt. Csak a gondosan végzett lángedzés eredményez megbízható kifáradási határnövekedést. A nem egyenletes rétegekeménység, vagy az edzett réteg átmenet nélküli befejezése megbízhatatlan alkatrészt eredményez mind élettartam, mind teherviselés szerint.



13.20. ábra. Kifáradási határ görgőzés hatására bekövetkező növekedése C 45. jelű acélnál

Az üzemi hőmérséklet befolyása. A gépalkatrészek egy része (belső-égésű motorok, gőz és gázturbinák) nagy hőmérsékleten üzemelnek. Szerkezeti acélananyagokkal végzett kísérletek azt bizonyítják, hogy +200 °C-ig alkalmazható a 20 °C-on meghatározott kifáradási határ-



13.21. ábra. Tiszta lüktető kifáradási határerőviszonyok alakulása a hőfok függvényében

területet a tartós folyás vízszintezésével zárjuk le. A 13.21. ábra egy 0,58%-os széntartalmú acél Wöhler-diagramjait mutatja különböző hőmérsékleten vizsgálva. Ebben az esetben és más acélananyagoknál is tapasztalták, hogy 300...400 °C-ig a kifáradási határerőviszony megnő, de nem minden terhelési jellegnél. Mivel a fáradásból származó repedések keletkezését és terjedését a nagy hőmérsékleten tartós folyási (kúszási) jelenségek kísérik, ezért +200 °C fölött célszerű a tartós folyás vízszintezését határolni a biztonsági területet.

A könnyűfémek közül az alumínium és ötvözeteinek kifáradási vizsgálatait végezték el. A 200...300 °C-os értéken már nagymérvű a kifáradási határ csökkenése.

Megemlítjük, hogy bizonyos gépek (pl. hűtőgépek) alkatrészei kis hőmérsékleten üzemelnek. A kísérletek eredményei szerint az acélananyagok, az alumínium és ötvözetei -50 °C-os hőmérsékletig nem változtatják meg jelentősen a szilárdsági és a kifáradásra jellemző értékeiket.

A szerkezeti kialakítások feszültséggyűjtő hatása. A méretezési gyakorlatban az alkatrész szerkezeti kialakítását meghatározó geometriának és az erőátadó helyek vizsgálatának jelentős szerepe van. Ezek a tényezők a kifáradási jelenségeknél még fokozottabb jelentőséget kapnak.

Az eddigiekben a keresztmetszetekben meghatározott feszültségeloszlás feltételezésénél nem vettük figyelembe az alkatrész szerkezeti kialakításának és erőátadó helyeinek feszültséggyűjtő hatását. Az így meghatározott feszültségeket névleges feszültségnek ($\sigma_{név}$, $\tau_{név}$) neveztük.

Az elméleti rugalmasságtan segítségével, vagy kísérleti módszerrel meghatározhatunk egy α tényezőt, amely a maximális feszültségcsúcsok jellemzésére alkalmas. Ezt elméleti feszültségtorlódási tényezőnek, vagy alaktényezőnek nevezzük. Az utóbbi elnevezésnek az az indoka, hogy α

értéke minden olyan alkatrészanyagra igaz (azonos geometriai kialakításnál), amely az arányossági határon belül a Hooke-törvényt követi. Értelmezését a 17.4. ábra alapján adtuk meg, amikor is egy átfűrt lemez-feszültség eloszlását követtük figyelemmel:

$$\alpha_k = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{név}}, \quad \text{vagy } \tau \text{ feszültségeknél } \alpha_{kr} = \frac{\tau_{max}}{\tau_{név}}.$$

Az ábra azt is bizonyítja, hogy a feszültségtorlódások a legnagyobb értékeket a feszültséggyűjtő hely közvetlen közelében az anyag kis térfogatában érik el.

Az alaktényező az anyag tökéletes rugalmasságának feltételezésével értelmezett.

A legnagyobb valódi feszültség az elméletinél kisebb, mivel a kristályok között feszültségkiegyenlítő hatás van. Ezt a kiegyenlítő hatást az anyag (szívós, képlékeny, rideg) és a bemetszés, a kialakítás alakja nagymértékben befolyásolja.

Időben állandó terhelés esetén:

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{tényleges}}{\sigma_{névleges}}, \quad \text{vagy } \tau \text{ feszültségeknél } \beta_\tau = \frac{\tau_{tényleges}}{\tau_{névleges}}.$$

A β gátlástényező tehát az anyag gátló hatását (feszültségkiegyenlítő hatását) is figyelembe veszik az alakhatás mellett.

Az ismétlődő igénybevételek esetén a sima próbatest kifáradási határának és a feszültséggyűjtő hellyel gyengített próbatest (alkatrész) kifáradási határának viszonyát nevezzük gátlástényezőnek.

Ekkor:

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_f}{\sigma_{fa}} \quad \text{vagy} \quad \beta_\tau = \frac{\tau_f}{\tau_{fa}}.$$

Egy másik meghatározás szerint:

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_a}{\sigma'_a}, \quad \text{ahol } \sigma'_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}.$$

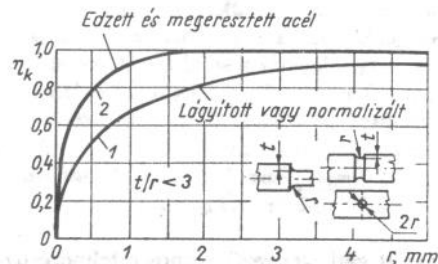
A kétféleképpen meghatározott gátlástényező azonos értelmezésű, ezért értéke is azonos. Az utóbbinál a sima próbatestekkel végzett vizsgálatok során meghatározott kifáradási hatáshoz tartozó feszültségamplitúdót a feszültségtorlódási hellyel gyengített próbatesttel (tulajdonképpen a

tényleges alkatrész modelljével azonos a próbatest) végzett kifáradási vizsgálatokkal meghatározott feszültségamplitúdóhoz viszonyítjuk. A gátlástényező előzőekben közölt meghatározásának nehézkes megvalósítási lehetőségei miatt a műszaki irodalomban nem a gátlástényezőket tartalmazó diagramok terjedtek el, hanem a sokkal könnyebb módszerekkel meghatározható alaktényező-diagramok. Az alaktényező értékének — a geometriai jellemzők függvényében való — meghatározása elméleti úton (a rugalmasságtan segítségével), és modell kísérleti feszültségoptikai, röntgengrafikai módszerrel is lehetséges.

Az előzőek indokolják, hogy a gépszerkezetek méretezésénél az előforduló szerkezeti kialakítások eseteire több pontosan meghatározott alaktényező áll rendelkezésünkre mint gátlástényező. Az alaktényező és a gátlástényező között megpróbáltak kapcsolatot találni, mivel a valóságos viszonyokat a feszültségkialakulásnál a gátlástényező fejezi ki. Az anyag hatásának figyelembevétele miatt bevezették az ún. érzékenységi tényező kifejezését:

$$\eta_k = \frac{\beta_k - 1}{\alpha_k - 1}$$

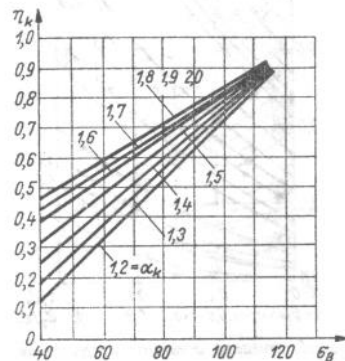
Ha az α_k elméleti — a geometriai kialakításra jellemző — feszültség torlódási tényező és az anyagra jellemző érzékenységi tényező ismert, úgy β gátlástényező meghatározható. Az η_k főleg az anyag tulajdonságaitól függ, de a feszültségállapot (bemetszés hatása) és az alkatrész méretei is befolyásolják nagyságát. Eddig többnyire tiszta lengő-igénybevételre határozták meg η_k tényező értékét. Minden körülményt figyelembe vevő érzékenységi tényező viszonylag kevés áll rendelkezésünkre. Erősen ötvö-



13.22. ábra. A szerkezeti kialakítástól függő érzékenységi tényező ($\frac{t}{r} < 3$ esetre alkalmas)

zött acélokra η_k közelítőleg egynek vehető fel. Szerkezeti acélokra általában $\eta_k = 0,6...0,8$ (a nagyobb szilárdságú anyagoknak nagyobb η_k felel meg). Az öntöttvas érzékenységi tényezője zérus értékhez tart, mivel sok belső feszültséggyűjtő hely (inhomogenitás, zárvány, üreg) van.

Az érzékenységi tényezőre vonatkozó — az anyagszerkezeti tulajdonságát (σ_B) figyelembe vevő, és az alaktényezőt (α) segédfüggvényként kezelő — acélanyagokra érvényes diagramot mutatunk be a 13.22. ábrán. Mivel az előző megállapításunk szerint η_k nemcsak az anyagtól, hanem a szerkezeti kialakítástól (alaktól) is függ, ezért a kutatók kísérletei alapján a szerkezeti kialakítás függvényében is meghatározták az érzékenységi tényező értékét. A 13.23. ábrán olyan diagramok láthatók,



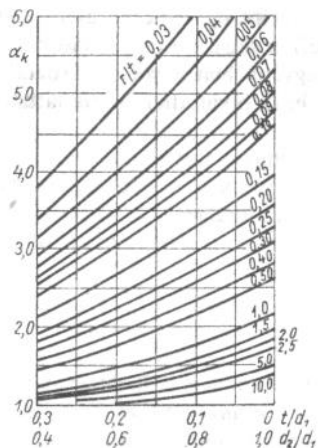
13.23. ábra. Az érzékenységi tényező nagysága a szakítószilárdság és az alaktényező függvényében

amelyek alapján a gépalkatrészekben kialakuló feszültségviszonyok a tényleges értékük szerint vehetők figyelembe a számításainkban. A diagramok használata — az érzékenységi tényező pontos vagy közelítő kifejezése — lehetővé teszi a gátlástényező értékének számszerű meghatározását:

$$a \quad \beta_k = \eta_k(\alpha_k - 1) + 1 \quad \text{összefüggéssel.}$$

A 13.24....13.41. ábrákban a különféle szerkezeti kialakítások alaktényezőit, és gátlástényezőit adtuk meg, az előzőek figyelembevételével.

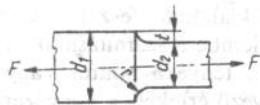
Az alaktényezőket meghatározó ábrák egy részénél a pontos számítást elősegítő összefüggéseket is közöltük. A gátlástényező kiválasztá-



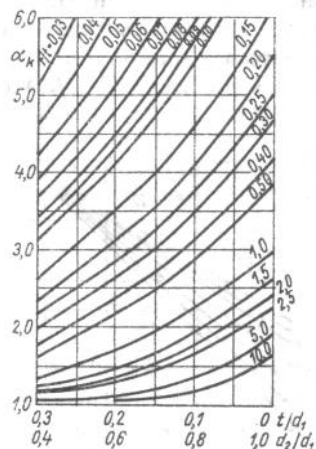
Számításra alkalmas összefüggés:

$$\alpha_k = 1 + \frac{1}{\sqrt{\frac{0,77}{t/r} + 2,10} \frac{(1+a/r)^2}{(a/r)^3}}$$

érvényes, ha $\frac{t}{r} > 1$; és ahol: $a = \frac{d_2}{2}$



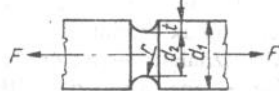
13.24. ábra. Keresztátmenetes tengely alaktényezője húzó-igénybevétel esetére



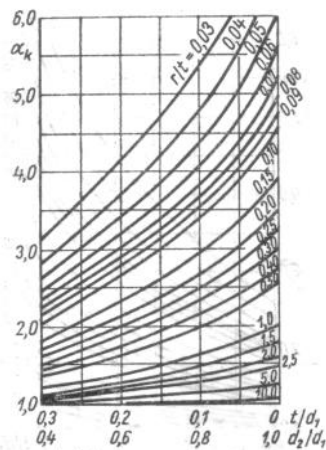
Számításra alkalmas összefüggés:

$$\alpha_k = 1 + \frac{1}{\sqrt{\frac{0,25}{t/r} + \frac{(1+a/r)^2}{(a/r)^3}}$$

ahol: $a = \frac{d_2}{2}$



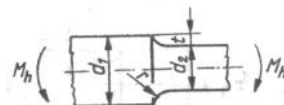
13.25. ábra. Alaktényező köríves bemetszésre húzó-igénybevétel esetén



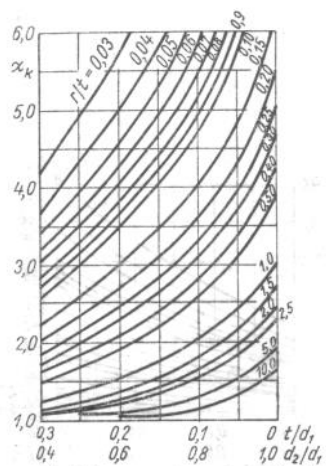
Számításra alkalmas összefüggés:

$$\alpha_k = 1 + \frac{1}{\sqrt{\frac{0,77}{t/r} + 3,80 \frac{(1+a/r)^2}{(a/r)^3} + \frac{0,2}{(t/r)^3} \frac{a/r}{a/r+t/r}}$$

ahol: $a = \frac{d_2}{2}$



13.26. ábra. Keresztmenetes tengely alaktényezője hajlító-igénybevételnél



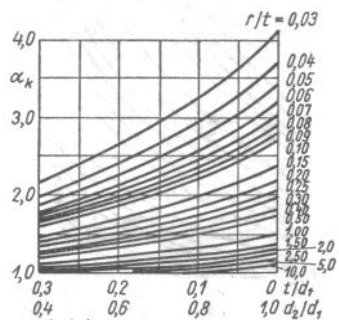
Számításra alkalmas összefüggés:

$$\alpha_k = 1 + \frac{1}{\sqrt{\frac{0,25}{t/r} + 1,80 \frac{(1+a/r)^2}{(a/r)^3}}$$

ahol: $a = \frac{d_2}{2}$



13.27. ábra. Alaktényező köríves bemetszésre hajlító-igénybevételnél



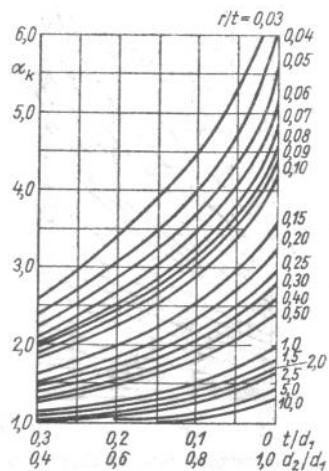
Számításra alkalmas összefüggés:

$$\alpha_k = 1 + \frac{1}{\sqrt{\frac{34}{t/r} + 13,0 \frac{(1+a/r)^2}{(a/r)^3} + \frac{1,0}{(t/r)^2} \frac{a/r}{(a/r+t/r)}}}$$

ahol: $a = \frac{d_2}{2}$



13.28. ábra. Keresztátmenetes tengely alaktényezője csavaró-igénybevétel esetére



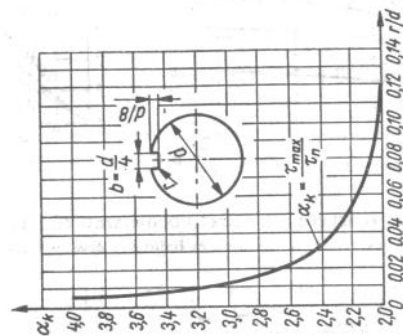
Számításra alkalmas összefüggés:

$$\alpha_k = 1 + \frac{1}{\sqrt{\frac{1,0}{t/r} + 7,0 \frac{(1+a/r)^2}{(a/r)^3}}}$$

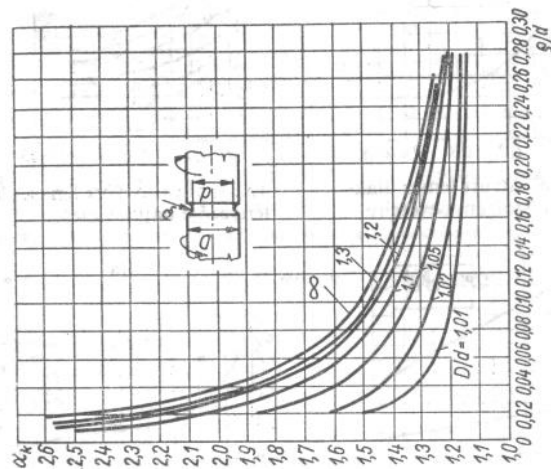
ahol: $a = \frac{d_2}{2}$



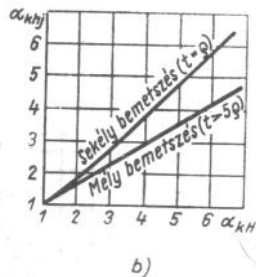
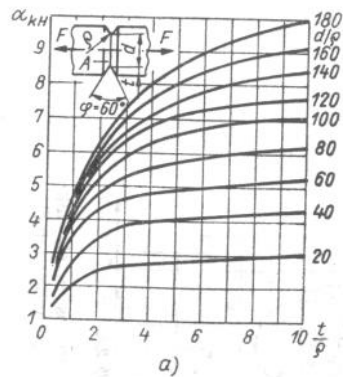
13.29. ábra. Alaktényező köríves bemetszésre csavaró-igénybevételnél



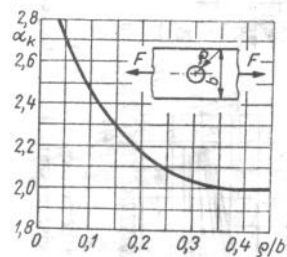
13.31. ábra. Ékhornyos tengely alak tényezője csavaró-igénybevételnél



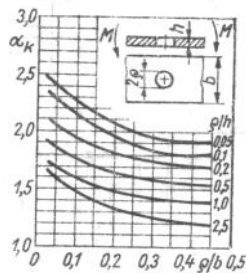
13.30. ábra. Alaktényező köríves bemetszésre csavaró-igénybevételnél kis e/d viszonyszámokra



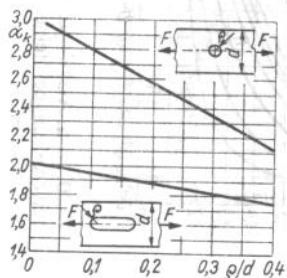
13.32. ábra. Kórkeresztmetszetű bemetszett rúd alakítényezője
a) húzóigénybevételnél; b) húzásra és hajlításra érvényes alakítényezők összehasonlítása



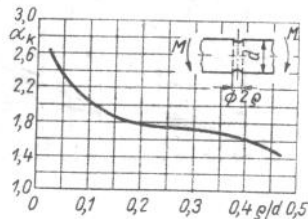
13.33. ábra. Átfúrt lemez alakítényezője húzóigénybevételre



13.34. ábra. Átfúrt lemez alakítényezője hajlítás esetén

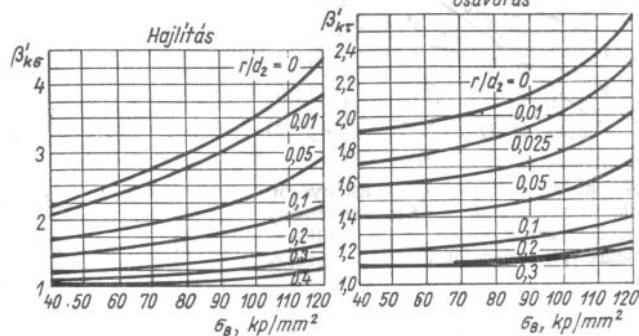
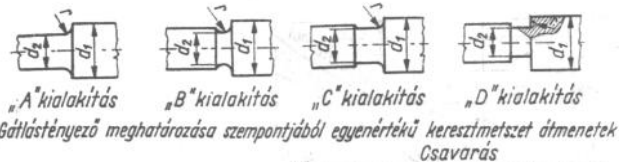
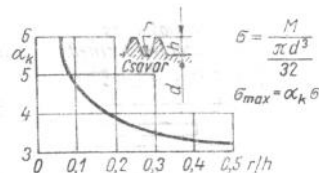


13.35. ábra. Keresztfuratos tengely és ujjmaróval készített honykialakítás alakítényezője húzó-igénybevételnél



13.36. ábra. Keresztfuratos tengely alakítényezője hajlító-igénybevételnél

13.37. ábra. Csavarmenetek alakítényezője hajlító-igénybevételnél

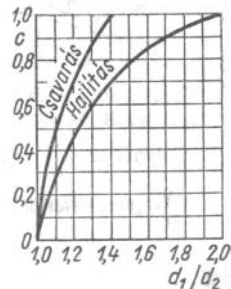


13.38. ábra. Gátlástényező meghatározása keresztmetszet átmenetes tengelyeknél

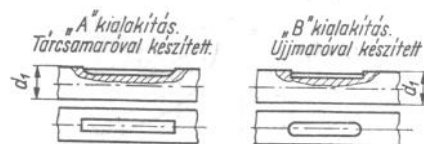
- a) hajlításra $\frac{d_1}{d_2} = 2$ és $d_1 = 15$ mm esetén a felületérdesség $R_a = 2,5 \mu\text{m}$ minőségű;
b) csavarásra $\frac{d_1}{d_2} = 1,4$ és $d_2 = 15$ mm esetén a felületérdesség $R_a = 2,5 \mu\text{m}$ minőségű

$$\beta_K = 1 + c (\beta'_K - 1)$$

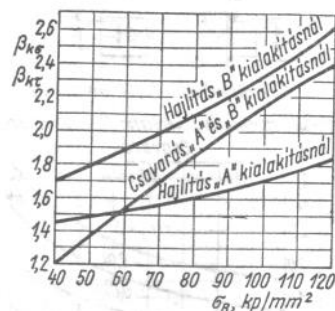
$$c = \frac{\beta_K - 1}{\beta'_K - 1}$$



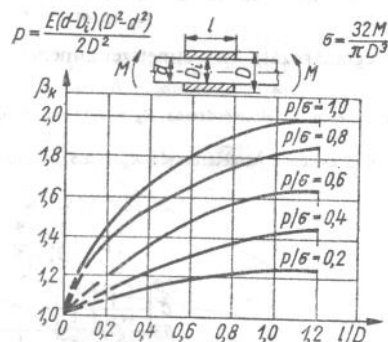
13.39. ábra. Átszámítási tényező hajlításra és csavarásra a 13.38. ábra $\frac{d_1}{d_2}$ arányától eltérő esetekre



Ékhornyok kialakítása



13.40. ábra. Ékhornyok gátlástényezői. A diagram értékei $d_1 = 15$ mm-es tengely átmérőre, és $R_a = 2,5$ μ m-es felületérszögére (pl. esztergált felület) vonatkoznak



13.41. ábra. Gátlástényező értéke hajlításra hőkezelt és zsugorkötéses kialakítású tengelynél az $\frac{l}{d}$ függvényében és különböző $\frac{p}{\sigma}$ paraméterek esetén

13.3. táblázat

Különböző szerkezeti kialakítások alaktényezőinek meghatározása

Alak kialakítások	Az alaktényezők legnagyobb értékét, α_{max} , a keresztmetszet átmenet függvényében adjuk meg. A $\frac{d_2}{2r}$ és a $\frac{b_2}{2r}$ értékek a végtelenhez tartanak		
	Hajlításnál	Húzásnál-nyomásnál	Csavarásnál
	$1 + \frac{1}{\sqrt{0,25 \frac{t}{r}}}$	$1 + \frac{1}{\sqrt{0,25 \frac{t}{r}}}$	$1 + \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{t/r}}}$
	$1 + \frac{1}{\sqrt{0,77 \frac{t}{r} + 0,2 \frac{1}{(t/r)^3}}}$	$1 + \frac{1}{\sqrt{0,77 \frac{t}{r}}}$ ***	$1 + \frac{1}{\sqrt{3,4 \frac{1}{t/r} + \frac{1}{(t/r)^3}}}$
	$1 + \frac{1}{\sqrt{0,25 \frac{t}{r}}}$	$1 + \frac{1}{\sqrt{0,25 \frac{t}{r}}}$	-
	$1 + \frac{1}{\sqrt{0,6 \frac{t}{r}}}$ ***	$1 + \frac{1}{\sqrt{0,6 \frac{t}{r}}}$ ***	-

*** Az összefüggések csak $(t/r) > 1$ esetekben érvényesek. Ha $(t/r) < 1$ esetekre is alkalmazzuk, úgy a tényleges α_k értékénél valamivel nagyobb értéket kapnak

sánál és alkalmazásánál figyelembe kell venni azoknak a geometriai jellemzőknek az értékeit, amelyek alapján a kísérleteket elvégezték és a diagramokat, a táblázatokat összeállították. Van olyan gátlástényezőt tartalmazó ábra (pl. 13.40. ábra), amelyeknek csak tájékoztató ill. összehasonlító jellegét szabad felhasználnunk a méretezésnél. Más esetben különböző geometriai arányokra is kiterjeszthetjük a használatukat úgy, hogy egy átszámítási tényezőt adunk meg a számításához (ilyen pl. a 13.38. ábra és ennek kiegészítője a 13.39. ábra).

A 13.3. táblázat segítségével meghatározható alaktényező értékei közelítést jelentenek.


A gátlástényező alkalmazhatóságának vizsgálatát a Gyakorló feladatok fejezetben részletesen elvégezzük, és levonjuk a megfelelő következtetéseket. Vannak olyan esetek, amelyekre csak gátlástényező határozható meg (az alaktényező nem értelmezhető!), ilyenkor az alkalmazásuk – természetesen – nem lehet kérdéses. Például nagyon sok esetben szükséges az erőátadó helyek (tengelyek és agyak) feszültséggyűjtő hatásának vizsgálata. Kísérletek bizonyították, hogy az olyan tengelynek, amelyre más alkatrészt (hüvelyt, agyat stb.) sajtoló illesztéssel kötünk, kisebb a kifáradási határértéke, mint a hasonló méretű és megmunkálású, de szabad tengely.

A 13.4. táblázat különböző agy kialakítások és illesztések eseteire – a szakítoszilárdság függvényében – adja meg a hajlításra és a csavarásra vonatkozó gátlástényező értékeket. A 13.5. táblázat bordástengely kialakításra határozza meg a csavaróigénybevételekre vonatkozó gátlástényezőket különböző anyagminőségek alkalmazása esetén. A 13.6. táblázat különböző nyomtatékvívő tengely kialakításokra tájékoztató α és β meghatározásokat tartalmaz.

Az előzőekben már többször tettünk említést a gátlástényező és az érzékenységi tényező meghatározásának nehézségeiről és hatásairól. A műszaki kutatások olyan eljárásokat kerestek, amelyek egyrészt a szilárdságtani méretezést szorosabb kapcsolatba hozzák az anyagszerkezeti tulajdonságokkal, másrészt az alkatrész szerkezeti kialakításának feszültséggyűjtő hatását a pontosan meghatározható alaktényezővel (α_k) fejezi ki.




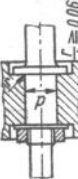

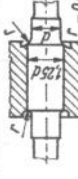
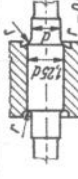
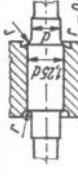
13.5. táblázat

Bordástengely gátlástényezője

Bordástengely profil, $d, 6 \times 28 \times 34$	A tengely anyaga	Az agy anyaga	A β gátlástényező értéke tiszta lengő csavarás esetén
	A 60	C 35	1,9
	C 45		2,1
	MnS 2		2,6
	50 CV 1		3,2
	BC 3		1,8
	BCMo 2		1,8

13.4. táblázat

Hajlításra és csavarásra vonatkozó gátlástényező különböző agykialakításoknál és illesztéseknél

Agykialakítások	Illesztés	β értéke $d = 40$ mm tengelyátmérőre	$\sigma_b, \text{kp/mm}^2$									
			40	50	60	70	80	90	100	110	120	
	H7/n6	$\beta_{k\sigma}$	1,8	2,0	2,1	2,3	2,5	2,7	2,8	2,8	2,8	2,9
		β_{kr}	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,8	1,8	1,9
	H8/u8	$\beta_{k\sigma}$	1,8	2,0	2,1	2,3	2,5	2,7	2,8	2,8	2,8	2,9
		β_{kr}	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,8	1,8	1,9
	H8/u8 Acélagy és acéltengely esetén	$\beta_{k\sigma}$	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,3	2,3
		β_{kr}	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4	1,4	1,4	1,5	1,5
	H7/n6 Acélagy és acéltengely esetén	Az agy ütésénél $\beta_{k\sigma}$	2,0	2,2	2,4	2,6	3,0	3,1	3,1	3,2	3,2	3,2
		β_{kr}	1,3	1,4	1,6	1,7	1,9	2,0	2,0	2,1	2,1	2,1
	H8/u8	A csavarorsónál $\beta_{k\sigma}$	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,8	1,9	1,9	1,9	2,0
		β_{kr}	1,0	1,0	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,3	1,3	1,4
	H8/u8	$\beta_{k\sigma}$	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,1	2,2	2,2
		β_{kr}	1,0	1,0	1,1	1,2	1,3	1,3	1,4	1,4	1,4	1,5
	H8/u8	$\beta_{k\sigma}$	1,0	1,0	1,1	1,1	1,2	1,3	1,3	1,3	1,4	1,4
		β_{kr}	1,0	1,0	1,0	1,0	1,1	1,2	1,3	1,3	1,4	1,4
	H8/u8	$\beta_{k\sigma}$	1,0	1,0	1,0	1,0	1,1	1,1	1,2	1,2	1,2	1,2
		β_{kr}	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,1	1,1	1,2	1,2	1,2

13.6. táblázat

Különböző nyomtékátvívő tengelykialakítások α és β tényezőinek meghatározása

Ujjmaróval készült reteszhorony

A helyen B helyen: $\alpha_{cs} = \left(2 + \sqrt{\frac{l}{b}} + \frac{1}{\sqrt{\frac{l}{b}}}\right)$

α_{cs} - alaktényező csavarásra α_{cs} - alaktényező csavarásra

MSZ 2323 szerinti reteszhoronyok becült gátlástényezői:

σ_B kp/mm ²	40	50	60	80	100	130
β_{cs}	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
β_{hj}	1,6	1,7	1,9	2,2	2,4	2,6

$\alpha_{hj} \approx 4$
 $b = d/4$
 $t = d/8$
értékeknél

Tárcsamaróval készült reteszhorony

α_{cs} - alaktényező csavarásra megegyezik az ujjmaróval készült reteszhoronyéval

$\alpha_{hj} \approx 3,2$

MSZ 2323 szerinti reteszhoronyok becült gátlástényezői:

σ_B kp/mm ²	40	50	60	80	100	130
β_{cs}	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
β_{hj}	1,25	1,35	1,5	1,7	1,9	2,1

2 retesznél $1,5 \beta_{hj}$, ill. $1,2 \beta_{cs}$ vehető fel.
Ékkötésnél $1,4...2 \alpha_{hj}$, ill. $1,4...2 \beta_{cs}$ vehető fel.

Bordás tengely

σ_B kp/mm ²	40	50	60	70	80	90	100	120	
β_{cs}	egyenes profil	2,1	2,25	2,36	2,45	2,55	2,65	2,7	2,8
	evolvens profil	1,4	1,43	1,46	1,49	1,53	1,55	1,58	1,6
β_{hj}		1,35	1,45	1,55	1,6	1,65	1,7	1,72	1,75

Szorosan illesztett agy

	Refesz nélkül	Refesszel
β_{cs}	1,3 ~ 1,7	1,4 ~ 1,8
β_{hj}	1,7 ~ 2,1	2,3 ~ 2,5

Ezek az adatok 100...150 °C-on felhúzott kúpos kötésekre és $\sigma_B = 50...80$ kp/mm² szakítószilárdságú anyagokra vonatkoznak, de hengeres kötésekre is használhatók.

Ennek a módszernek első lépése, hogy az alkatrészben kialakuló egyenlőtlen feszültségeloszlást jellemezni tudjuk geometriai adatokkal meghatározható tényezővel. Siebel alapján a geometriai kialakítások, a méretek (a nagyság) befolyását, és az igénybevétel módjának a feszültségeloszlást meghatározó szerepét egyetlen tényezővel, a fajlagos feszültség-esési tényezővel (α) vesszük figyelembe. A számításunk jelentősen leegyszerűsödik, mivel elegendő a α értékének a meghatározása és ez megadja a hozzá tartozó (az alakhoz és a mérethez) feszültségváltozás mértékét. A 13.7. táblázat a gyakran előforduló kialakításokra adja meg α értékeit.

A σ jellegű összetett igénybevételek — a húzás + hajlítás, és a nyomás + hajlítás — jelentősen megváltoztatják a keresztmetszetekben kialakuló feszültségeloszlást, és ezzel természetesen a fajlagos feszültség-esési tényező értékeit is. A 13.8. táblázat azt a négy alapesetet adja meg,

13.8. táblázat

Összetett igénybevétel esetén meghatározható feszültség-esési tényezők

Terhelési esetek. Feszültségdiagramok és az eredő feszültség meghatározása

A keresztmetszet geometriai tengelyétől mért semleges tengely helye (y_0)

A fajlagos feszültség-esési tényező α

1. Húzás + Nyomás. $y_0 = -\frac{\sigma_h}{\sigma_h} e_h$

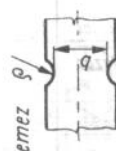
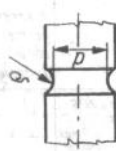
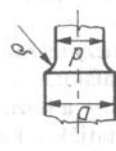
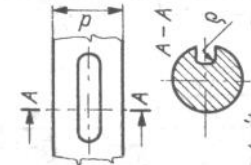
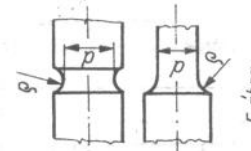
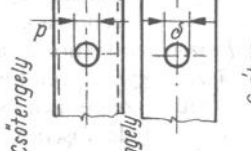
2. Húzás + Nyomás. $\alpha \approx \frac{1}{2} + \frac{2}{9}$

3. Húzás + Nyomás. $y_0 = -\frac{\sigma_{ny}}{\sigma_h} e_{ny}$

4. Nyomás + Nyomás.

ahol ρ a 6. táblázat szerint értelmezett geometriai jellemző

Feszültségési tényező meghatározása

Igénybevétel módja	Bemetszés alakja	α	Bemetszés alakja	α	Bemetszés alakja	α
Húzás-nyomás	Lemez  1. ábra	$\frac{2}{\rho}$	 2. ábra	$\frac{2}{\rho}$	 3. ábra	$\frac{2}{\rho}$ $\frac{2}{\rho + D+d}$
Hajlítás	 4. ábra	$\frac{1}{\rho} + \frac{2}{D}$	 5. ábra	$\frac{2}{\rho + D}$	 6. ábra	$\frac{6}{\rho}$ $\frac{3}{\rho}$
Csavardás						

amelyekre nézve a feszültségábrák mellett, a fajlagos feszültségési tényezőket meghatározó összefüggéseket is közöltük.

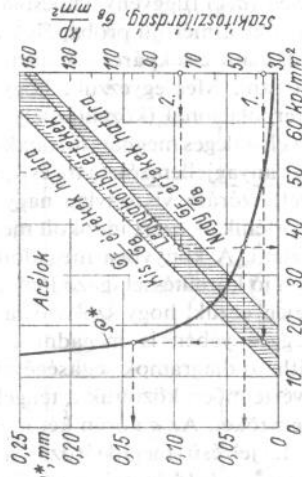
Ismételten hangsúlyozzuk, hogy a α használata esetén a méret-tényezővel (b_1 -gyel) már nem kell számolnunk, mivel a fajlagos feszültségési tényezőnek mm^{-1} a mértékegysége.

Az anyagszerkezeti tulajdonságokat Petersen kísérletei és elképzelése alapján vesszük figyelembe. Bevezetünk a javaslat alapján egy elképzelt (kigondolt) ρ^* sugarú bemetszést, amely pontosan úgy hat mint a szerkezeti anyag szövetszerkezeti inhomogenitásai, belső mikrorepedései és azok az ismétlődő igénybevétel hatására bekövetkező terjedése. A ρ^* -ot mm-ben adjuk meg, és ez a „helyettesítő bemetszési sugárként” értelmezett jellemző az anyagszerkezeti tulajdonságok (jellemzők) hatásával növeli vagy csökkenti az alkatrész nagyságának befolyását a kifáradási határra és a külső „bemetszés” (a szerkezeti kialakítás) feszültséggyűjtő szerepét.

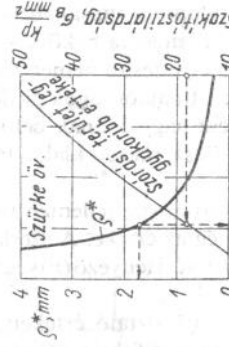
Tehát a ρ^* helyettesíti a szerkezeti anyag jellemző tulajdonságait, ezért azok ismeretében határozható meg az értéke. A szerkezeti kialakítás és az alkatrész nagyságát a feszültségési tényező (α) segítségével vesszük majd figyelembe a számításainknál.

A 13.9. táblázat tartalmazza ρ^* tájékoztató értékeit, a szerkezeti anyagokra jellemző szakítószilárdság (σ_B), a folyáshatár (σ_F) és a tisztá lengő hajlítás kifáradási határfeszültség (σ_{vh}) függvény kapcsolatában. Elvileg a σ_{rh} meghatározását végtelen nagy átmérőjű próbapálcával kellene elvégezni. A táblázatban nem található értékekhez tartozó ρ^* értékeit interpolációval kell meghatározni. Megjegyezzük, hogy a ρ^* kiválasztásánál — és az esetleges interpolációnál (közelítésnél) — célszerű a kifáradásra jellemző σ_{rh} értékét elsődleges meghatározónak venni. Természetesen ez nem jelenti a statikus anyagjellemzők (a σ_B és σ_F) elhanyagolását, de mivel ezek megengedett szórása viszonylag nagy — és egyébként is a méretezés kifáradásra történik — ezért indokolt meghatározónak a kifáradási jellemzőt választani. A könyvben megadott kifáradási jellemzők (13.2. táblázat) nagyon jó közelítéssel igazodnak a 13.9. táblázat összetartozó értékeihez. Megjegyezzük, hogy szokásos a húzó-nyomó kifáradási határfeszültség függvényében is megadni a ρ^* -ot. Erre példa a 13.9. táblázat ábráján látható diagramok segítségével meghatározható ρ^* értékek. Az ábrán egyértelműen közöltük a tengelyeken megadott, illetve meghatározható jellemzőket. Az *a* ábrán két meghatározási példát is bemutattunk. Az 1. jelzésű meghatározás a $\sigma_B = 38 \text{ kp/mm}^2$, $\sigma_{vh} = 17 \text{ kp/mm}^2$ és a $\rho^* = 0,14 \text{ mm}$ értékek összetartozását jelenti. Ez megfelel a 13.2. táblázat A. 38. anyagminőség jellemzőinek. Az *a* „leggyakoribb érték” vonala nagyon jó közelítéssel

A szerkezeti anyagra jellemző σ^* értékei, σ_B és σ_{vh} (kp/mm^2)-ben



a) Húzó-nyomó kifáradási határ, vagy a tiszta lengő hajlítás kifáradási határa (ez utóbbitól élvileg a $d \rightarrow \infty$ átmérőjű sima próbapáca esetén)



b) Tiszta lengő hajlítás kifáradási határa (élvileg $d \rightarrow \infty$ átmérőjű sima próbapáca esetén)

A folyáshatár és a szakítószilárdság viszonya	Szakítószilárdság, σ_B		Tiszta lengő hajlítás kifáradási határa, σ_{vh}		Érzékenységi tényező, ρ^*				
	$\sigma_B \rightarrow$	σ_{vh} / ρ^*	$\sigma_B \rightarrow$	σ_{vh} / ρ^*	ρ^*	ρ^*			
$< 0,6$	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	6000
$> 0,6$	450	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2300
	1,3	1	0,7	0,5	0,3	0,25	0,15	0,11	0,08

Meghatározott folyáshatárú szerkezeti anyagok, ρ^* értékei, mm

$0,6-0,8$	600	800	1000	1400	1700	1900	2100	2300	2700
	0,7	0,5	0,3	0,2	0,14	0,11	0,09	0,08	0,06
$> 0,8$	900	1200	1500	2000	2200	2400	2600	2800	3300
	0,4	0,2	0,15	0,1	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
σ_{BR}/σ	7000	8000	9000	10000	11000	12000	13000	14000	15000
$< 0,6$	2700	3100	3500	3900	4300	4700	5100	5500	6100
	0,06	0,04	0,03	0,03	0,02	0,02	0,01	0,01	0,01
$0,6-0,8$	3200	3600	4100	4500	5000	5500	5900	6500	6700
	0,04	0,03	0,03	0,02	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01
$> 0,8$	3700	4100	4500	5000	5300	5700	6200	6600	6700
	0,03	0,02	0,02	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01

Szakítószilárdság, σ_B
Tiszta lengő hajlítás kifáradási határa, σ_{vh}

Rideg szerkezeti anyagok (határozott folyáshatár nem tapasztalható), ρ^* értékei, mm

σ_B	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
σ_{vh} / ρ^*	300	450	560	800	1000	1150	1400	1550	1800
	4	2,1	1,4	1	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4

azonos értékpárokat ad meg mint a 13.2. táblázat σ_B és σ_{vh} értékei. Ez az összhang megnyugtatóan igazolja a táblázat és a diagram alkalmazhatóságát. A 2. jelzésű meghatározás a Gyakorló feladatok részben található 2. példamegoldás esetére vonatkozik (lásd. 311 oldalon).

Említést kell tennünk a 13.9. táblázat ábráján látható szórásmező (vonalkázott rész) határaitól. A $\frac{\sigma_F}{\sigma_B}$ értékek alakulása nemcsak anyag-szerkezeti jellemző, hanem például kapcsolatba hozható technológiai módszerekkel (felületi hengerlés, milyen átmérőjű hengerelt alapanyagból esztergáljuk ki a tengelyt stb.). Az ilyen jellegű befolyásokat nem részletezzük.

Az előzőek ismeretében a gátlástényezőt meghatározó összefüggés:

$$\beta_k = \frac{\alpha_k}{1 + \sqrt{\kappa \varrho^*}}$$

Az összefüggésben már minden jellemzőt értelmeztünk. Megjegyezzük — a teljességre törekedve — hogyha ismerjük a tiszta lengő hajlítás vizsgálatánál alkalmazott sima próbapálca (tengely) átmérőjét (d) akkor a következő összefüggést is alkalmazhatjuk a szerkezeti kialakításra érvényes gátlástényező meghatározására:

$$\beta_k = \frac{1 + \sqrt{\kappa_{\text{sima}} \varrho^*}}{1 + \sqrt{\kappa_{\text{szerkezeti}} \varrho^*}} \alpha_k,$$

ahol $\kappa_{\text{sima}} = \frac{2}{d}$ (hajlításnál, és szerkezeti kialakítás nélküli esetben) és

$\kappa_{\text{szerkezeti}}$ a szerkezeti kialakításra vonatkozik (a 13.7. táblázatból határozható meg). Ha nem ismert a próbapálca átmérője, úgy az egyszerűbb meghatározás is alkalmazható. Ilyenkor a $\sqrt{\kappa_{\text{sima}} \varrho^*}$ -ot zérusnak tartjuk.

A gyakorló feladatok fejezetben (307 oldal) összehasonlítjuk a különböző gátlástényezőt meghatározó lehetőségeket, és ezek használhatóságát a gyakorlatban.

A biztonsági tényező meghatározása. Az ismételt igénybevételnek kitett alkatrészek méretezésénél vizsgálunk kell a mérettényező, a felületi megmunkálás, a feszültséggyűjtő helyek hatását. Az esetek többségénél úgy járunk el, hogy az ellenőrző módszert alkalmazzuk. Az alkatrész méreteinek, alakjának, kialakításának, megmunkálásának együttes hatása alapján ellenőrizzük a kifáradással szembeni biztonságát. Amennyiben ez nem megfelelő, úgy az alak változtatásának, a méretek és a

szerkezeti kialakítás módosításával, vagy a technológiai eljárások (megmunkálás hőkezelés felületi görgözés stb.) megváltoztatásával elérhetjük, hogy az alkatrésznél megfelelő legyen a fáradásos törés elkerülésének biztonsága.

Ismételten emlékeztetünk arra, hogy az alkatrésznél meghatározott feszültségi állapot *Smith*-diagramban való feltüntetésekor akkor van 1-nél nagyobb biztonság, ha a terhelésre jellemző pont a biztonsági területen belül van. Amennyiben a biztonsági területen kívül esik a jellemző pont, úgy bizonyos számú ismétlődő igénybevétel után — tehát nem azonnal — törés következik be.

A biztonsági tényező értelmezését és meghatározásának módszereit a leggyakrabban előforduló és a gyakorlatban jelentkező egyszerű és összetett igénybevételek ellenőrzésének eseteiben mutatjuk be.

1. Tiszta lengő igénybevétel esetén $\sigma_m = 0$, így ez az eset írható fel a legegyszerűbben (13.2. ábra):

$$n = \frac{b_1 b_2 \sigma_v}{\beta_k \sigma_a} \cong n_e,$$

ahol n_e a megkívánt, az előírt biztonsági tényező értéke. Ebben az esetben az ellenőrzési eljárás lényege: a méret és érdességi tényezővel csökkentett kifáradási határfeszültség, valamint a tényleges feszültség (amely a gátlás tényezővel növelt névleges feszültség) hányadosa adja a biztonsági tényező értékét. Megjegyezzük, hogy a névleges feszültség a szilárdságtani összefüggésekkel számítható feszültséglengés amplitúdója.

2. Az ismétlődő terhelésre az jellemző, hogy a $\sigma_m \neq 0$, tehát egy bizonyos közép feszültség körüli lengésről van szó (K pont a 13.7. ábrán). Ha állandónak feltételezett közép feszültség ($\sigma_m = \text{konst.}$) jellemzi az igénybevételt, úgy a biztonsági tényező

$$n = \frac{AK}{CK} = \frac{\sigma_A}{\sigma_a}$$

hányadossal fejezhető ki.

Ez az ajánlás a VDI módszere alapján terjedt el. A b_1, b_2, β_k tényezők figyelembevételével

$$n = \frac{b_1 b_2 \sigma_A}{\beta_k \sigma_a}$$

kifejezés adja meg a biztonsági tényező értékét.

A most tárgyalt eset azoknál a gyakorlati feladatoknál ad helyes eredményt, amelyeknél $\sigma_m = \text{konst.}$ mellett a feszültségamplitúdó növekszik.

szik esetleg egészen a törést okozó feszültségig. Ide tartoznak például a rezonanciasávbán lejátszó jelenségek.

3. Az ún. *Soderberg-féle eljárás* a közép feszültség változását veszi figyelembe ($\sigma_m \neq \text{konst.}$) A módszer állandónak feltételezi a $\frac{\sigma_a}{\sigma_m}$; a $\frac{\sigma_m}{\sigma_{\max}}$, a $\frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ hányadosokat. Az igénybevétel, a terhelés ebben az esetben az *OC* egyenes (az aszimmetria tényező: $r = \text{konst.}$) mentén változik, ez fejezi ki az előzőekben felírt arányok megvalósulását. A törést okozó növekedést C_1 ponthoz tartozó kifáradási határfeszültség határolja (13.7. ábra).

A biztonsági tényezőt az

$$n = \frac{OC_1}{OC} \text{ hányados adja meg. Ez a hányados — a hasonló három-}$$

szögek oldalarányainak egyenlősége alapján — megfelel a

$$n = \frac{OC_1}{OC} = \frac{\sigma_{fa}}{\sigma_a} \text{ kifejezésnek, ahol } \sigma_{fa} \text{ a } C_1 \text{ ponthoz tartozó legna-}$$

gyobb feszültségamplitúdó, amely még nem okoz kifáradást.

A *Soderberg-módszer* átalakítható úgy, hogy a biztonsági tényező kifejezhető két részbiztonsági tényező segítségével:

$$n = \frac{1}{\frac{1}{n_a} + \frac{1}{n_m}} = \frac{n_a n_m}{n_a + n_m}$$

Az összefüggésben n_a a feszültséglengésre, n_m pedig a közép feszültségre, vagyis a nyugvó jellegű összetevőre vonatkozik. A részbiztonsági tényezők számítására a kifejezések;

$$n_a = \frac{b_1 b_2 \sigma_v}{\beta_k \sigma_a} \quad \text{és} \quad n_m = \frac{k_0 \sigma_F}{\sigma_m}$$

Az eddigi jellemzők mellett jelentőséget kapott a σ_F a folyáshatár értéke, amelynek a nyugvó jellegű terhelés közép feszültség kifejezésében van szerepe. Emlékeztetünk arra, hogy a k_0 folyáshatárszorító (lásd 17. fejezetben a 17.4. ábrát) csak szívós anyagokból készített szerkezeti elemekre alkalmazható.

Az eddigiekben értelmezett összefüggések τ jellegű feszültséget okozó egyszerű igénybevételekre is érvényesek.

A szovjet irodalomban elterjedt méretezési eljárás a biztonsági terület határoló egyenes hajlását — az anyag tényleges határfeszültségeit

(σ_v és τ_r) — veszi figyelembe. Ez a módszer helyesebb, mint a *Soderberg-féle* mert elkerüli a túlzott óvatosságot, nem vezet túlméretezésre, és a meghatározott statikus és kifáradási anyagjellemzők ismeretében közvetlen fizikai tartalma és jelentése van.

Ha az aszimmetria tényező $-1 \leq r \leq 0$, úgy az

$$n = \frac{\sigma_v}{\frac{\beta_k \sigma_a}{b_1 b_2} + \psi \sigma_m}$$

összefüggéssel, ha $0 \leq r \leq 1$ értékű, úgy az

$$n = \frac{\sigma_B}{\xi \frac{\beta_k \sigma_a}{b_1 b_2} + \sigma_m}$$

kifejezéssel határozzuk meg a biztonsági tényező értékét. A képletekben szereplő ψ és ξ meghatározása a

$$\psi = \frac{2\sigma_v - \sigma_r}{\sigma_r} \quad \text{és} \quad \xi = \frac{2\sigma_B - \sigma_r}{\sigma_r}$$

kifejezésekkel történik.

A képletek τ jellegű feszültségekre is érvényesek, természetesen az igénybevételre vonatkozó anyagjellemzők felhasználásával.

A 13.10. táblázatban különböző acélanyagokra húzó-nyomó igénybevételre adtuk meg ψ és ξ értékeit. Más számításainknál a 13.2. táblázat felhasználásával tudjuk meghatározni ψ , ill. ξ nagyságát.

4. Az összetett igénybevételnél különböző feltételek szerint szokták meghatározni a biztonsági tényező értékét. A leggyakrabban előforduló esetben σ_a és τ_a feszültséglengés amplitúdó együttesen növekszik a határ-igénybevételig. A különböző összefüggésekkel meghatározott biztonsági tényező értékek igen jó egyezést mutatnak. Először a *Soderberg-elvhez* hasonló meghatározást mutatjuk be. Ennek az a lényege, hogy a σ_a és τ_a feszültségnövekedés úgy következik be, hogy közben a $\frac{\sigma_a}{\tau_a}$ viszony állandó marad, és tiszta lengőterhelés alakul ki. Szívós anyagok esetén a biztonsági tényező értéke az

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}$$

összefüggéssel határozható meg.

13.10. táblázat

Különböző anyagok ψ és ξ értékei

Az acél- minőség jele	Húzásra és nyomásra érvényes $\psi = \frac{2\sigma_v - \sigma_r}{\sigma_r}$; $\xi = \frac{2\sigma_B - \sigma_r}{\sigma_r}$		Az acél- minőség jele	Húzásra és nyomásra érvényes $\psi = \frac{2\sigma_v - \sigma_r}{\sigma_r}$; $\xi = \frac{2\sigma_B - \sigma_r}{\sigma_r}$	
A 34	0,26315	2,57894	Mn 1 Mn 2	0,21568	2,13725
A 38	0,23809	2,61904	CV 1 CV 2	0,20000	2,00000
A 42	0,16667	2,50000			
A 50	0,20000	2,33333	50 CV 1	0,17647	2,3529
A 52 D	0,21212	2,15151	CM 1	0,19230	2,07692
A 60	0,17647	2,52941	CMo 3	0,22033	2,05084
A 70	0,26470	2,78378	CMo 4	0,18750	2,12500
C 10	0,60000	2,36000	CMoV 1	0,18421	2,28947
C 15	0,33333	2,33333	NCMo 4	0,20000	2,07692
C 25	0,35483	2,22580	BC 2	0,40000	2,00000
C 35	0,24324	2,24424	BC 3	0,20000	2,20000
C 45	0,25000	2,25000	BC 4	0,21212	2,03030
C 60	0,20833	2,12500	BNC 5	0,18644	2,05084

A részbiztonsági tényezők (n_σ és n_τ) meghatározásánál figyelembe kell venni, a kifáradást befolyásoló tényezőket is:

$$n_\sigma = \frac{b_1 b_2 \sigma_v}{\beta_\sigma \sigma_a} \quad \text{és} \quad n_\tau = \frac{b_1 b_2 \tau_v}{\beta_\tau \tau_a}$$

A számításra való kifejezésekben szereplő tényezők jelentése az előzőekből már ismert.

Az öntöttvas alkatrészek, és általában a rideg anyagok egyidejű σ és τ tiszta lengő jellegű terheléseire a biztonsági tényező kifejezése:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{n_\sigma + n_\tau}$$

alakú.

Ez az összefüggés alakilag megegyezik a Soderberg-elmélet eredményével. Alkalmazhatósága a rideg anyagok területén kívül kiterjed a szívós anyagokból készült, de éles bemetszéssel készült alkatrészekre is (a rideg törési hajlam növekedése miatt).

A rideg anyagokra megállapított biztonsági tényező kifejezése kisebb értéket ad, mint a szívós anyagokra értelmezett képlet. Ezért azokban az esetekben, ahol szívós anyagokból készült alkatrészek méretezését a szerkezeti kialakítás feszültséggyűjtő hatása miatt óvatossággal kell elvégezni, célszerű a rideg anyagokra megállapított biztonsági tényezőt számítani.

Ha az igénybevétel olyan, hogy egy adott nagyságú statikus közép-terhelésen (σ_m és τ_m középfeszültségeken) kívül lengőterhelés (σ_a és τ_a lengőfeszültség) is van, úgy a terhelés aszimmetrikus jellegű összetett igénybevétel. A rugalmas-képlékeny anyagokra érvényes a biztonsági tényezőt meghatározó összefüggés a munkaerméletet alkalmazza a feszültségarányok vizsgálatánál:

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_m}{k_0 \sigma_F} + \frac{\beta_\sigma \sigma_a}{b_1 b_2 \sigma_v}\right)^2 + 3 \left(\frac{\tau_m}{k_0 \sigma_F} + \frac{\beta_\tau \tau_a}{b_1 b_2 \tau_v}\right)^2}}$$

Ez a kifejezés a biztonsági tényező meghatározásának legáltalánosabb alakja. Az egyszerű és az összetett igénybevételek bizonyos eseteinek (tiszta hajlítás, tiszta csavarás, tiszta lengő összetett) biztonsági tényezője közvetlenül az összefüggésből értelmezhető. Az egyszerűbb eseteket úgy nyerjük, hogy az egyes feszültségkomponenseket — amelyeknek nincs szerepe az összetett igénybevételnél — zérus értékűnek vesszük. Ilyenkor csak bizonyos közelítéssel — általában kisebb értékkel — adja meg a biztonsági tényező értékét az összefüggés.

Az egyik leggyakrabban előforduló aszimmetrikus összetett igénybevételnél feltételezhetjük, hogy a középfeszültségek változatlanok maradnak, és a kifáradást a feszültséglengések okozzák. Ilyenkor a biztonsági tényezőt alakilag már megismert összefüggéssel határozzuk meg:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}$$

ahol az alapesetnek megfelelő tényezők meghatározása:

$$n_\sigma = \frac{b_1 b_2 \sigma_{fa}}{\beta_\sigma \sigma_a} \quad \text{és} \quad n_\tau = \frac{b_1 b_2 \tau_{fa}}{\beta_\tau \tau_a}$$

kifejezésekkel törtéjük.

A σ_{fa} és τ_{fa} meghatározásához szükséges a redukált közép feszültség értéke:

$$\sigma_{1-ed} = \sqrt{\sigma_m^2 + \alpha^2 \tau_m^2}, \quad \text{ahol} \quad \alpha = \frac{\sigma_{Fhajl}}{\tau_{Fcsav}}$$

hajlítási és csavarozási folyáshatárok aránya. Ha a τ_{red} értékét határozzuk meg úgy a

$$\tau_{red} = \sqrt{\frac{\sigma_m^2}{\alpha^2} + \tau_m^2} \quad \text{összefüggéssel dolgozunk.}$$

A statikus feszültségek biztonsági tényezője:

$$n_m = \frac{\sigma_{Fhajl}}{\sigma_{red}} \quad \text{vagy} \quad n_m = \frac{\tau_{Fcsav}}{\tau_{red}}$$

és ezzel a feszültséglengések határértéke:

$$\sigma_{fa} = \sigma_v \frac{n_m - 1}{n_m}$$

és

$$\tau_{fa} = \tau_v \frac{n_m - 1}{n_m}$$

Az így nyert értékeket behelyettesítve a biztonsági tényező értéke meghatározható.

Ha τ_a értéke zérus, úgy a biztonsági tényező:

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma_{red}}{k_0 \sigma_{Fh}} + \frac{\beta_\sigma \sigma_a}{b_1 b_2 \sigma_v}}$$

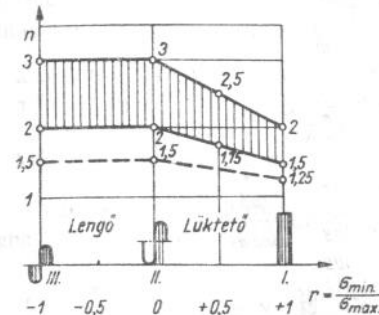
Ha σ_a értéke zérus, úgy

$$n = \frac{1}{\frac{\tau_{red}}{k_0 \tau_{Ft}} + \frac{\beta_\tau \tau_a}{b_1 b_2 \tau_v}}$$

Az utóbbi két meghatározás az alapesetnek speciális eseteit jelentik.

5. Az előzőekben ismertetett módszerekkel meghatározott biztonsági tényezőknek nagyobbak (vagy határesetben egyenlőnek) kell lenniük, mint egy megkívánt szükséges vagy előírt biztonsági tényező érték.

Egy gépalkatrész szükséges biztonsági tényezője az alkatrész maximális üzemi terhelésének gyakoriságától, az igénybevétel módjától (terhelés módjától) és az előírt (megkövetelt) élettartamtól függ.

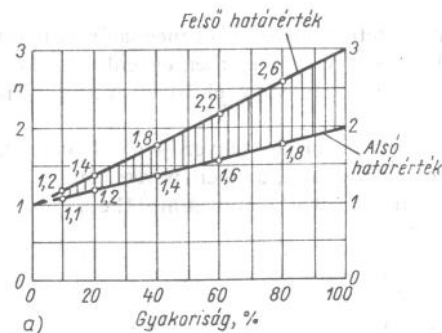


13.42. ábra. A biztonsági tényező értékei különböző terhelési jellegnél

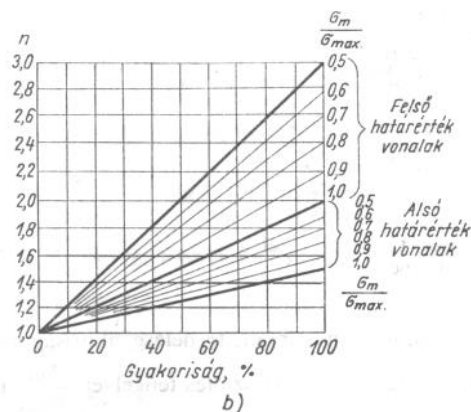
A 13.42. ábra 100%-os, tehát maximális terhelésgyakoriság mellett adja meg a biztonsági tényező értékét. A vízszintes tengelyen $\frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$ függvényében, — amely a terhelési mód aszimmetria tényezőjét fejezi ki — adtuk meg a szükséges biztonsági tényező értékeit a függőleges tengelyen. Az általános esetekben a diagram vonalkázott területe a mértékadó. Ha az igénybevételt befolyásoló tényezőket teljesen megnyugtató módon ismerjük és hatásukat pontosan figyelembe tudjuk venni, úgy a diagram szaggatott vonala adja az alsó határt 100%-os terhelés gyakoriságnál.

A terhelés gyakoriságát (ha eltér a 100%-tól) külön vehetjük figyelembe. Amennyiben a terhelés gyakorisága nem 100%-os, hanem kisebb, akkor a szükséges biztonsági tényező értéke csökkenthető. A gyakoriság figyelembevétele a 13.43. ábra alapján lehetséges. A 13.43. ábrán látható diagramok a gyakoriság függvényében adják meg a biztonsági tényező értékét ismétlődő lengő a) és b) ábra, a lüktető ismétlődő igénybevétel esetén.

Az előzőektől eltérő esetek is előfordulhatnak. Előfordul, hogy azt akarjuk, túlterheléskor vagy dinamikus terhelés hatására először egy



a)



b)

13.43. ábra. Biztonsági tényező értéke a gyakoriság függvényében

a) lengőterhelésnél b) lökítő terhelés esetén

bizonyos alkatrész törjön el, és ezáltal a szerkezet többi részének tönkremenetelét akadályozzuk. Ilyenkor azt a bizonyos alkatrészt szándékosan méretezzük gyengébbre.

Az előző eset ellenpéldája, ha az alkatrész méretezések a szokásosnál nagyobb a bizonytalanság, vagy ha ember élet megkövetelte biztonságról van szó, ilyenkor a szükséges biztonsági tényezőt lényegesen nagyobbra vesszük.

Még egyszer emlékeztetünk arra, hogy ha a fajlagos feszültségese felhasználásával méretezzük, úgy a biztonsági tényező meghatározásának összefüggései ugyanúgy használhatók, de a b_1 mérettényezőt nem kell figyelembe venni a számításnál.

Gyakorló feladatok. A bemutatásra kerülő feladatok egy része az egyes ábrák és diagramok használatára, értékelésre vonatkoznak, másrésztük egy-egy példán keresztül lehetővé teszi, hogy — az ábrák és diagramok célszerű alkalmazása mellett — a biztonsági tényező különböző meghatározási módszereinek gyakorlását, összehasonlítását elvégezzük és értékeljük.

1a) A 13.38. ábrán levő „A” kialakítású keresztmetszetátmenetes (tengelyváll-kialakítású) tengely gátlástényezőjét kell meghatározni hajlításra, akkor ha a tengely anyaga: CM 01, és a 13.2. táblázatból:

a szakító szilárdsága: $\sigma_B = 8000 \text{ kp/cm}^2$;

a folyáshatára: $\sigma_F = 5500 \text{ kp/cm}^2$;

a tiszta lengő hajlítás

kifáradási határa: $\sigma_{vh} = 3800 \text{ kp/cm}^2$.

A keresztmetszet jellemzői megegyeznek a gátlástényező kísérleti meghatározásának adataival:

$$d_2 = 15 \text{ mm}, \quad d_1 = 30 \text{ mm}, \quad \frac{d_1}{d_2} = 2$$

A lekerekítés sugara legyen $r = 3 \text{ mm}$, és így az $r/d_2 = 0,2$ értékű. A $\sigma_B = 80 \text{ kp/mm}^2$ vízszintes tengelyre mért értékénél, a $r/d_2 = 0,2$ segédfüggvény görbéjén leolvashatjuk — a függőleges tengelyre vetítve — a gátlástényező értékét: $\beta_{k\sigma} = 1,31$.

Mivel összehasonlítást szeretnénk végezni a különböző diagramok között, ezért az alaktényező segítségével is határozzuk meg a gátlástényező nagyságát.

Az alaktényezőt a 13.26. ábrából választjuk ki a $\frac{d_2}{d_1} = 0,5$ vízszintes tengelyen levő pontnál az $\frac{r}{t} = \frac{3}{7,5} = 0,4$ segédfüggvény görbéjén (a $t = \frac{d_1 - d_2}{2}$ kifejezés adja a segédfüggvény „t” értékét). A leolvasás szerint $\alpha_k = 1,7$.

Az alaktényező ismeretében vagy az érzékenységi tényező segítségével, vagy a fajlagos feszültségese tényező felhasználásával tudjuk meghatározni a gátlástényezőt.

1b) Először a fajlagos feszültségese tényező segítségével határozzuk meg a gátlástényezőt. Emlékeztetünk arra, hogy ennél a módszernél a α értékében már a méret hatását is figyelembe vesszük.

A meghatározó összefüggés:

$$\beta' = \frac{\alpha_k}{1 + \sqrt{\kappa \rho^*}}$$

ahol κ a fajlagos feszültségeseési tényező (ez veszi figyelembe a geometriai kialakítást és a méreteket), és a ρ^* az anyag feszültségoldó hatására jellemző. A 13.7. táblázat szerint, a 3. ábrát kell figyelembe venni:

$$\kappa = \frac{2}{\rho} + \frac{4}{D+d}$$

ahol

$$\rho = r = 3 \text{ mm}, \quad D = d_1 = 30 \text{ mm} \quad \text{és} \quad d = d_2 = 15 \text{ mm}.$$

Behelyettesítve:

$$\kappa = \frac{2}{3} + \frac{4}{30+15} = 0,755.$$

A szerkezeti anyag hatását a feszültséggyűjtő helyen kialakuló feszültségterelődársra a ρ^* veszi figyelembe. A 13.9. táblázatból: $\rho^* = 0,03$, mivel

$$\sigma_B = 8000 \text{ kp/cm}^2, \quad \frac{\sigma_F}{\sigma_B} = 0,687 \quad \text{és} \quad \sigma_{vh} = 3800 \text{ kp/cm}^2.$$

Az összefüggésbe behelyettesítve:

$$\beta' = \frac{\alpha_k}{1 + \sqrt{\kappa \cdot \rho^*}} = \frac{1,7}{1 + \sqrt{0,755 \cdot 0,03}} = 1,477.$$

1c) Ha az érzékenységi tényező segítségével dolgozunk, úgy a 13.23. ábrán levő görbék közül az 1 jelzésűt vehetjük figyelembe (az előfeltétel fent áll, mivel $t/r = 2,5 < 3$).

Az $r = 3 \text{ mm}$ lekerekítési sugár értékénél az érzékenységi tényező nagysága: $\eta = 0,9$.

A gátlástényezőt meghatározó összefüggés:

$$\beta = \eta(\alpha_k - 1) + 1.$$

Behelyettesítve a számértékeket:

$$\beta = 0,9(1,7 - 1) + 1 = 1,63.$$

A három különböző módszerrel számított gátlástényező összehasonlítását, csak akkor tudjuk elvégezni, ha a mérettényező hatását

figyelembe vesszük az 1.a) és 1.c) esetekben. Mivel minden biztonsági tényezőt meghatározó összefüggésben — az értelmezésnek megfelelően — egymás hányadosaként szerepelnek a β és b_1 tényezők, ezért az összehasonlítás érdekében, mi is így képezzük az alakot és nagyságot figyelembe vevő gátlástényezőt:

A mérettényező értéke a 13.15. ábrából: $d = 15 \text{ mm}$ átmérőnél (a névleges feszültség erre vonatkozik) a 3 jelű görbét véve figyelembe: $b_1 = 0,85$. Ezek szerint:

$$1a) \text{ esetben} \quad \beta' = \frac{\beta}{b_1} = \frac{1,31}{0,85} = 1,506;$$

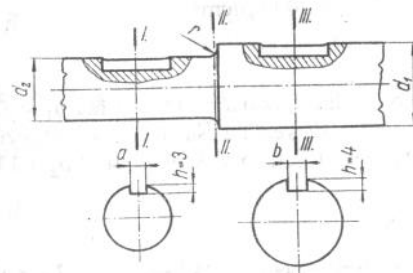
$$1b) \text{ esetben} \quad \beta' = 1,477;$$

$$1c) \text{ esetben} \quad \beta' = \frac{\beta}{b_1} = \frac{1,63}{0,85} = 1,918.$$

Az összehasonlítás alapján az a) és b) esetekben nagyon jól megegyező értéket kapunk, és mivel az a) eset szerint gátlástényezőt vettük — a kísérletek adatai miatt — alapul, ezért a b) módszerrel meghatározott gátlástényezőt (és a módszert!) nagyon jó közelítésnek tartjuk. Az eltérés mindössze 2% a két érték között.

Az érzékenységi tényezővel kifejezett gátlástényező már nagyobb eltérést mutat (kb. 28%-os), ezért ennek használatát csak tájékoztató jelleggel célszerű felhasználni. Az érzékenységi tényező és az anyagszerkezeti tulajdonságok kapcsolata jóval szűkebb, mint a ρ^* tényező esetében. Ez utóbbi a statikus anyagjellemzőkön (σ_B és σ_F) kívül, a fáradásos hatásokat (σ_{vh}) is figyelembe veszi, ezért használata — úgy tűnik — jobban megközelíti a valóságos viszonyokat.

2. A 13.44. ábrán látható tengelyt tiszta lengő csavaróigénybevétel terheli. Határozzuk meg: a biztonsági tényező értékét, és azt, hogy milyen



13.44. ábra. Számpélda

terhelésgyakoriság mellett nem következik be fáradásos törés az egyes keresztmetszetekben:

Adatok: $M_t = 304,5 \text{ cm} \cdot \text{kp}$, $d_2 = 15 \text{ mm}$, $d_1 = 18 \text{ mm}$, $r = 1 \text{ mm}$, $\varrho = 1 \text{ mm}$.

A tengely anyaga: C 60.

A szerkezetianyag jellemzőit a 13.2. táblázatból választjuk.

A szakítószilárdság: $\sigma_B = 7500 \text{ kp/cm}^2$;

A húzás-nyomás folyáshatára: $\sigma_F = 4900 \text{ kp/cm}^2$;

A csavarás folyáshatára: $\tau_F = 3100 \text{ kp/cm}^2$.

A tiszta lengő csavarás kifáradási határa: $\tau_{vt} = 2100 \text{ kp/cm}^2$;

A tiszta lengő hajlítás kifáradási határa: $\sigma_{vh} = 3600 \text{ kp/cm}^2$;

A felület megmunkálásának jellemzője: $R_a = 2,5 \mu\text{m}$;

A biztonsági tényező meghatározása az

$$n = \frac{b_1 b_2 \tau_{vt}}{\beta_\tau \tau_a}$$

összefüggéssel történik.

Természetesen az egyes keresztmetszetekben külön-külön meg kell határozni a biztonsági tényezőt, ill. azt, hogy milyen terhelésgyakoriságot képes elviselni a keresztmetszet azzal a biztonsági tényező értékkel.

Az I-I keresztmetszet vizsgálata.

A feszültséglengetés legnagyobb értéke (amplitúdója):

$$\tau_{aI} = \frac{M_t}{I_{pI}} \frac{d_2}{2}, \quad \text{ahol} \quad I_{pI} = \frac{\pi(d-kh)^4}{32} \quad (\text{lásd 10. fejezet}).$$

Az összefüggésben $k = 0,5$ (10.2. táblázatból), és $h = 3 \text{ mm}$ nagyságú (13.44. ábra). A számadatokat behelyettesítve:

$$\tau_{aI} = \frac{304,5}{\pi(1,5 - 0,5 \cdot 0,3)^4} \frac{1,5}{2} = 700 \text{ kp/cm}^2.$$

A mérettényezőt a 13.14. ábrából választjuk a $d = 15 \text{ mm}$ -hez $b_1 = 0,97$.

A felületi minőségre jellemző b_2 tényezőt a csavarásra vonatkozó:

$b_{2T} = 0,6 b_2 + 0,4$ összefüggéssel határozzuk meg, ahol b_2 a 13.18. ábrából $b_2 = 0,8$. Tehát

$$b_{2T} = 0,6 \cdot 0,8 + 0,4 = 0,88.$$

A gátlástényező értéke a 13.40. ábrából ($\sigma_B = 75 \text{ kp/mm}^2$); $\beta_\tau = 1,78$. Megjegyezzük, hogy mivel azokkal az adatokkal végezzük a | - |

keresztmetszet méretezését, mint amilyenekkel a gátlástényező kísérleti felvétele történt, ezért ezt az értéket pontosnak vesszük. Határozzuk meg ellenőrzésképpen a

$$\beta'_\tau = \frac{\alpha_{k\tau}}{1 + \sqrt{\kappa \varrho^*}} \quad \text{összefüggéssel is a gátlástényező nagyságát.}$$

A csavarásra vonatkozó alakítványt a 13.31. ábrából vehetjük. Mivel a horony viszonyított méretei jó közelítéssel megfelelnek az ábrán közöltekkel és az $\frac{r}{d} = \frac{1}{15} = 0,067$, így $\alpha_{k\tau} = 2,13$ nagyságú.

A geometriai kialakításra és a méretekre vonatkozó fajlagos feszültség-esési tényező a 13.7. táblázat 4. ábrája alapján:

$$\kappa = \frac{1}{\varrho} + \frac{2}{d}, \quad \text{ahol} \quad \varrho = r = 1 \text{ mm} \quad \text{és} \quad d = d_2 = 15 \text{ mm}$$

behelyettesítve:

$$\kappa = \frac{1}{1} + \frac{2}{15} = 1,133.$$

A ϱ^* értékét a 13.9. táblázat adja. Mivel

$$\frac{\sigma_F}{\sigma_B} = \frac{4900}{7500} = 0,653 \quad \text{és} \quad \sigma_{vh} = 3600 \text{ kp/cm}^2,$$

így a $\varrho^* = 0,030$ nagyságú. A ϱ^* felvételénél közelítést (interpolációt) alkalmaztunk. Ez az értékvétel megfelel az előzőekben közölt, az interpolációval kapcsolatos megjegyzéseinknek.

A számértékeket behelyettesítve:

$$\beta'_\tau = \frac{\alpha_{k\tau}}{1 + \sqrt{\kappa \varrho^*}} = \frac{2,13}{1 + \sqrt{1,133 \cdot 0,03}} = 1,798.$$

Azért, hogy a 13.40. ábrából nyert $\beta_\tau = 1,78$ értékkel összehasonlítást végezhessünk, el kell osztanunk a mérettényezővel (lásd 1. példamegoldást!):

$$\beta'_\tau = \frac{\beta_\tau}{b_1} = \frac{1,78}{0,97} = 1,835.$$

A kétféle módszerrel megállapított érték között 2% eltérés van, és ez megegyezik az 1. példa megoldásánál kapott eltérés értékkel.

A I-I keresztmetszet ismétlődő terhelésére vonatkozó biztonsági tényező:

$$n = \frac{b_1 b_2 \tau_{vt}}{\beta_{kr} \tau_{al}} = \frac{0,97 \cdot 0,88 \cdot 2100}{1,78 \cdot 700} = 1,43.$$

Ennek az értéknek a 13.43. ábra alapján való vizsgálata azt jelenti, hogy a maximális terhelés okozta legnagyobb feszültség legfeljebb 40%-os gyakorisággal fordulhat elő. Ha maximálisan ennél nagyobb gyakorisággal terheljük, úgy számolnunk kell bizonyos idő utáni fáradásos töréssel.

A II-II keresztmetszet vizsgálata.

A feszültséglengés maximális nagysága:

$$\tau_{aII} = \frac{M_t}{K_{pII}},$$

ahol

$$K_{pII} = \frac{d_2^3 \pi}{16} = \frac{1,53 \pi}{16} = 0,663 \text{ cm}^3$$

a gyengítetlen d_2 átmérőjű keresztmetszet poláris keresztmetszeti tényezője.

Így

$$\tau_{aII} = \frac{304,5}{0,663} = 459,3 \text{ kp/cm}^2.$$

A mérettényező értéke: $b_1 = 0,97$.

A felületi minőségre jellemző b_{2T} tényező: $b_{2T} = 0,88$. Ezek az értékek megegyeznek az I-I keresztmetszet méretezésénél alkalmazott értékekkel.

A gátlástényezőt a 13.38. ábra alapján már nem tudjuk felvenni, mivel a $\frac{d_1}{d_2} = \frac{18}{15} = 1,2 < 1,4$.

Ezért alkalmaznunk kell a 13.39. ábra c. szorzótényezőjét. A számítás-szükséges adatok:

$$\sigma_B = 75 \text{ kp/mm}^2, \quad \frac{r}{d_2} = \frac{1}{15} = 0,067,$$

$$d_1/d_2 = 1,2.$$

A 13.38. ábrából: $\beta'_{kr} = 1,41$ (a 0,05 és a 0,1 segédgörbék közötti interpolálással). A 13.39. ábrából a csavarásra vonatkozó görbéből: $c = 0,7$.

Így a méretekre vonatkozó gátlástényező:

$$\beta_{kr} = 1 + c(\beta'_{kr} - 1) = 1 + 0,7(1,41 - 1) = 1,287.$$

Határozzuk meg az alaktényező segítségével is a β_{kr} értékét. A 13.28. ábra adja meg az alaktényezőt d_2/d_1 és r/t ismeretében. A jelen esetben: $d_2/d_1 = 15/18 = 0,833$ és $r/t = 1/1,5 = 0,667$ viszonyszámok alapján $\alpha_k = 1,5$ értékű az r/t közelítésével.

A méreteket és az alakot is figyelembe vevő összefüggés:

$$\beta'_{kr} = \frac{\alpha_k}{1 + \sqrt{\kappa \rho^*}}.$$

A κ feszültségesési tényező a 13.7. táblázat 5. ábrája szerint számítható, mivel a tengelyátmenet hasonló feszültséggyűjtőhelyként értékelhető (lásd a 13.38. ábra egyenértékű keresztmetszeteit). Ezek szerint:

$$\kappa = \frac{1}{\rho} + \frac{2}{d},$$

ahol

$$\rho = r, \quad \text{és} \quad d = d_2$$

tehát:

$$\kappa = \frac{1}{1} + \frac{2}{15} = 1,133.$$

A ρ^* értékét az I-I keresztmetszet méretezésekor már meghatároztuk: $\rho^* = 0,03$.

Behelyettesítve:

$$\beta'_{kr} = \frac{\alpha_k}{1 + \sqrt{\kappa \rho^*}} = \frac{1,5}{1 + \sqrt{1,133 \cdot 0,03}} = 1,267.$$

Az összehasonlítást is elvégezzük — a táblázati gátlástényezőhöz viszonyítva — az eddigiekhez hasonlóan:

$$\beta'_{kr} = \frac{1,287}{0,97} = 1,327.$$

A két különböző módszerrel számított értékek közötti eltérés 4,5%.

A II-II keresztmetszetre vonatkozó biztonsági tényező érték:

$$n_{II} = \frac{b_1 b_2 \tau_{vt}}{\beta_{kr} \tau_{aII}} = \frac{0,97 \cdot 0,88 \cdot 2100}{1,287 \cdot 459,3} = 3,033.$$

Az I-I keresztmetszethez képest a II-II keresztmetszetnek nagyobb a megbízhatósága a 40%-os maximális terhelés gyakorisággal szemben. Ha önállóan — kiemelve — vizsgáljuk, úgy ez a keresztmetszet a $\tau_{aII} = 459,3$ kp/cm² feszültséget 100%-os gyakorisággal minden további károsodás nélkül elviseli.

A III-III keresztmetszet vizsgálata.

A feszültség lengés legnagyobb értéke:

$$\tau_{aIII} = \frac{M_t}{I_{pIII}} \frac{d_1}{2},$$

ahol I_{pIII} -at a I-I keresztmetszetenél alkalmazott:

$$I_{pIII} = \frac{\pi(d_1 - kh)^4}{32}$$

összefüggéssel számoljuk. A $k = 0,5$ és $h = 0,4$ mm értékű. A számadatokat behelyettesítve:

$$\begin{aligned} \tau_{aIII} &= \frac{M_t}{\frac{\pi(d_1 - kh)^4}{32}} \frac{d_1}{2} = \frac{304,5}{\frac{\pi(1,8 - 0,5 \cdot 0,4)^4}{32}} \frac{1,8}{2} = \\ &= 425,95 \text{ kp/cm}^2. \end{aligned}$$

A mérettényezőt a 13.14. ábrából határozhatjuk meg $d_1 = 18$ mm átmérőre vonatkoztatva: $b_1 = 0,95$.

A felületi érdességi tényező értéke ugyanakkora mint az előzőekben: $b_{2T} = 0,88$.

A gátlástényezőt már nem tudjuk pontosan meghatározni a 13.40. ábra alapján, mivel a görbék csak a kísérleti adatokra adnak helyes eredményt. Ha mechanikusan alkalmaznánk a diagramot, akkor azonos anyagú, de tetszőleges méretű tengelyek eseteire csak ugyanazt a gátlástényező értéket tudjuk meghatározni. Pl. a mi esetünkben a I-I és a III-III keresztmetszetekben $\beta_r = 1,78$ értékű.

Megnézzük, hogy hogyan változik a gátlástényező értéke a

$$\beta_r' = \frac{\alpha_k}{1 + \sqrt{\kappa \rho^*}}$$

összefüggés alkalmazása esetén.

Az alaktényezőt a 13.31. ábra alapján az $\frac{r}{d} = \frac{1}{18} = 0,0555$ szerint határozhatjuk meg: $\alpha_k = 2,18$.

A fajlagos feszültségesési tényező a 13.7. táblázat 4. ábrája alapján:

$$\kappa = \frac{1}{\rho} + \frac{2}{d},$$

ahol

$$\rho = r = 1 \text{ mm} \quad \text{és} \quad d = d_1 = 18 \text{ mm}.$$

Behelyettesítve:

$$\kappa = \frac{1}{1} + \frac{2}{18} = 1,111.$$

A ρ^* értéke — természetesen — változatlan ($\rho^* = 0,03$).

A számértékeket behelyettesítve:

$$\beta_r' = \frac{\alpha_k}{1 + \sqrt{\kappa \rho^*}} = \frac{2,18}{1 + \sqrt{1,111 \cdot 0,03}} = 1,85.$$

Ezt most összehasonlítva a mérettényezővel osztott táblázati gátlástényezővel:

$$\beta_r' = \frac{\beta_r}{b_1} = \frac{1,78}{0,95} = 1,874 \quad \text{értéket kapjuk.}$$

Az eltérés 1,2%-os. Ez nem olyan jelentős változás, hogy ezen fennakadjunk.

A III-III keresztmetszetre vonatkozó biztonsági tényező értéke

$$n_{III} = \frac{b_1 b_2 \tau_{vt}}{\beta_r' \tau_{aIII}} = \frac{95 \cdot 0,88 \cdot 2100}{1,85 \cdot 425,95} = 2,228.$$

A III-III keresztmetszet a I-I-hez képest kedvezőbben viselkedik az ismétlődő terheléssel szemben. A feszültséglengést átlagos biztonságot véve figyelembe 80%-os gyakorisággal képes elviselni.

Az ismétlődő igénybevételre történő méretezés alapvető jellemzőinek lényegét emeli ki, ha a nyugvó terhelési esetre is meghatározzuk a biztonsági tényezőt. Ekkor a csavarás folyáshatára:

$\tau_F = 3100 \text{ kp/cm}^2$ (13.2. táblázat), a legnagyobb ébredő τ feszültség $\tau_{a.I.} = 700 \text{ kp/cm}^2$ ($I-I$ keresztmetszet). A biztonsági tényező a folyáshatárra vonatkoztatva:

$$b = \frac{\tau_F}{\tau_{a.I.}} = \frac{3100}{700} = 4,43.$$

Ha visszagondolunk az előző méretezési módszer folyamatára, akkor könnyen belátható, hogy a nyugvó méretezés nem ad felvilágosítást egy sor lényeges jellemzőről. Olyan a valóságot meghatározó jellemzőket hagyunk figyelmen kívül, mint a méret nagyságának hatását, a megmunkálás eredményeként jelentkező felületi érdességet, a szerkezeti kialakítás feszültséggyűjtő hatását, az anyag fáradásos teherviselését, az ismétlődő igénybevétel gyakoriságát.

3. Az előző példa $III-III$ keresztmetszetének méretezésekor említést tettünk a 13.40. ábra gátlástényezőinek felhasználási határaitól. Mivel az előző példa a használhatósági határok érzékeltetésére kevésbé volt alkalmas, ezért nézzünk egy kirívóbb esetet. Az anyag azonos legyen az előzőekben használt C 60-al. A gátlástényező értéke tehát változatlan: $\beta_\tau = 1,78$.

A tengely metszete megfelel a 13.31. ábrán levő általánosságban beméretezett nézettel.

Adatok: $d = 80 \text{ mm}$, $r = 1 \text{ mm}$.

Az $\frac{r}{d} = \frac{1}{80} = 0,0125$ értékű és ezzel az alak tényező $\alpha_k = 3$ nagyságú.

A fajlagos feszültségesés kifejezése a 13.7. táblázat 4. ábrája lapján:

$$\kappa = \frac{1}{\rho} + \frac{2}{d},$$

ahol

$$\rho = r = 1 \text{ mm}, \quad d = 80 \text{ mm},$$

behelyettesítve:

$$\kappa = \frac{1}{1} + \frac{2}{80} = 1,025.$$

A ρ^* tényező értéke: $\rho^* = 0,03$.

Az előzőek szerint:

$$\beta'_\tau = \frac{\alpha_k}{1 + \sqrt{\kappa \rho^*}} = \frac{3}{1 + \sqrt{1,025 \cdot 0,03}} = 2,55.$$

Ebben az értékben benne van a geometriai kialakítás mellett a méretek nagysága is, tehát az összehasonlítás miatt a táblázati $\beta_\tau = 1,78$ értéket el kell osztani a mérettényezővel:

$$\beta'_\tau = \frac{\beta_\tau}{b_1}.$$

A mérettényező a 13.15. ábrából a $d = 80 \text{ mm}$ átmérő esetére: $b_1 = 0,68$ (a 2. jelű görbe alapján).

Behelyettesítve:

$$\beta'_\tau = \frac{1,78}{0,68} = 2,62.$$

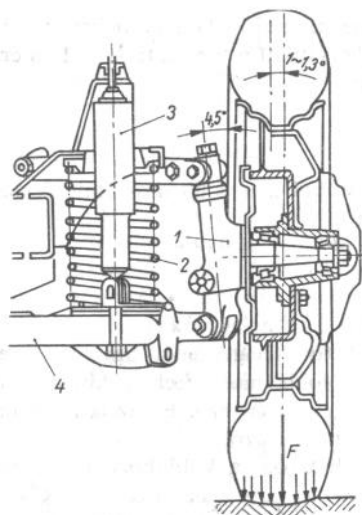
Az így meghatározott — az alakot és nagyságot is figyelembe vevő — gátlástényező értéke 2,7%-kal nagyobb mint az előzőekben számított — κ -val, és ρ^* -gal meghatározott gátlástényező. Ez az összehasonlítás nagyon kedvező képet nyújt a két módszerrel.

Mielőtt a gátlástényező meghatározása különböző módszereinek alkalmazhatóságáról összegeznénk a tapasztalatainkat, a következő példában szeretnénk még bemutatni egy erősen ötvöztött acélnagyból készült tengely esetén hogyan alakul a mérettényező felvétele. Nincs tévedés a megjegyzésünkben, a méret befolyásoló hatását az eddigiekben a 13.14. és a 13.15. ábrákból vettük fel, most szeretnénk a 13.15. ábra 3 és 4 jelű görbéinek használhatóságáról képet nyerni nagyobb átmérő esetén.

4. A 13.45. ábrán egy személygépkocsi egyik mellső keréktengelyének kialakítását látjuk. A megoldás szerint ez ún. futókerék, mivel nem ezt hajtja a motor. A gépjármű menetirányát az első kerekek határozzák meg, ezért ezek a tengelycsonkokon (1 jelzés) elfordíthatóan vannak felszerelve. A szerkezeti kialakítás a kerékfelfüggesztésnél hosszirányú kétkarú paralellogrammás megoldású. Ez a megoldás biztosítja a legmegfelelőbb kormányzást, mivel a nyomtáv, a kerékdőlés, és az utánfutás a rugózás közben is változatlan marad.

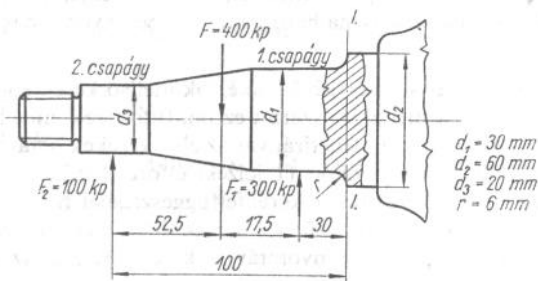
A 13.46. ábrán a tengelycsonk terhelését és a geometriai kialakítását adtuk meg. A terhelés (F) meghatározása a gépjármű önsúlyából és hasznos terheléséből lehetséges, úgy, hogy előbb a mellső és hátsó tengelyekre határozzuk meg a tengelynyomásokat, majd ezekből a keréktengelyek igénybevételét tudjuk kiszámítani.

A tengelycsonk veszélyes keresztmetszete a $I-I$ jelölésű hely. Már említettük, hogy a tengelycsonk áll (mivel futókerék!), és ezen forog kúpgörgős csapágyakon a kerékagy, ill. a kerék. A terhelésviszonyokat részleteznünk szükséges.



13.45. ábra. Gépjármű mellső keréktengelye

1. tengelycsuk, 2. rugó, 3. lengéscsillapító
4. hosszirányú kétkarú paralellogramma egyik eleme



13.46. ábra. Tengelycsuk terhelése

A 13.46. ábrából látható, hogy a veszélyes keresztmetszetre ható terhelés — a hajlítónyomaték — akkor lesz kicsi, ha az F erő hatásvonalát az 1 jelű csapágyazás helyéhez minél közelebb van. A 13.46. ábrán megadott erőhatásokból és geometriai viszonyokból meghatározhatjuk az igénybevételt. Ennek első lépése az F erőből származó F_1 és F_2 csapágyterhelések kifejezése. A csapágyterhelések ismeretében a statikus hajlítónyomaték határozható meg. Erre halmozódnak az útviszonyokból,

a kanyarodásból, a gyorsulásból (és lassulásból) és „más” körülményekből számítható dinamikus hatások. A „más” körülmények ebben az esetben nem elhanyagolhatóak. A kerékcsapágyazások, a lengőcsapágyazások pontos illesztése és szerelése, a rugók és lengéscsillapítók jó állapota, a beállítás pontossága biztosítják, hogy a gépjárműnek ez a nagyon fontos szerkezeti része kifogástalan műszaki állapotú legyen. Az előzőekben felsoroltak kismérvű hiányosságai és hibái az alkatrészek kopását és jelentős dinamikus terhelést okozhatnak. A dinamikus hatások ismétlődése egyirányú ismétlődő hajlítónyomatékot eredményez.

Összegezve az előzőeket a tengelycsuk igénybevétele egyirányú lökettő hajlítói igénybevétel.

A számítás alapja a hajlításból származó feszültségek (a statikus és a lengő) meghatározása.

Az $F = 400$ kp terhelésből meghatározzuk az 1 és 2 jelű kúpgörgős tengelycsapágyazásnál ébredő erőhatásokat. A tengelyt, mint kéttámaszú tartót vizsgálva, a reakcióerők a csapágyazásoknál:

$$F_2 = \frac{F \cdot 17,5}{70} = \frac{400 \cdot 17,5}{70} = 100 \text{ kp}$$

és

$$F_1 = \frac{F \cdot 52,5}{70} = \frac{400 \cdot 52,5}{70} = 300 \text{ kp}$$

értékűek. A reakcióerők és a hatóerő egyensúlya is megvalósul: $F_1 + F_2 = F$.

Az I-I keresztmetszetre számított hajlítónyomaték nagysága:

$$M_{h \min} = 3F_1 + 10F_2 = 3 \cdot 300 + 10 \cdot 100 = 1900 \text{ cm} \cdot \text{kp.}$$

Ez a legkisebb terhelése a tengelycsuknak. A σ névleges feszültség legkisebb értéke:

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{h \min}}{K_x},$$

ahol a keresztmetszeti tényező nagysága:

$$K_x = \frac{d_2^3 \pi}{32} = \frac{3,0^3 \pi}{32} = 2,65 \text{ cm}^3.$$

Behelyettesítve:

$$\sigma_{\min} = \frac{1900}{2,65} = 716,98 \text{ kp/cm}^2.$$

A dinamikus tényezőt: $k_d = 3$ nagyságúra vesszük fel, megjegyezve azt, hogy természetesen ez az érték a normális üzemű, és megfelelően karbantartott gépjárműveknél nem fogadható el úgy, mint 100%-os terhelésgyakoriságú igénybevételt okozó dinamikus hatás.

A legnagyobb csapágyerők:

$$F_{1\max} = k_d F_1 = 3 \cdot 300 = 900 \text{ kp (t)}$$

és

$$F_{2\max} k_d F_2 = 3 \cdot 100 = 300 \text{ kp (t)}.$$

Az $I-I$ keresztmetszetre számított legnagyobb nyomaték:

$$M_{h\max} = 3F_{1\max} + 10F_{2\max}$$

Behelyettesítve a számértékeket:

$$M_{h\max} = 3 \cdot 900 + 10 \cdot 300 = 5700 \text{ cm} \cdot \text{kp}.$$

A névleges feszültség legnagyobb értéke:

$$\sigma_{h\max} = \frac{M_{h\max}}{K_x} = \frac{5700}{2,65} = 2150,94 \text{ kp/cm}^2.$$

Az eredő terhelés közép feszültsége:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{h\max} + \sigma_{h\min}}{2} = \frac{2150,94 + 716,98}{2} = 1433,96 \text{ kp/cm}^2.$$

A dinamikus hatások okozta feszültséglengés amplitúdója:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{2150,94 - 716,98}{2} = 716,98 \text{ kp/cm}^2.$$

Az ismétlődő terhelést jellemző viszonzyszámok:

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{716,98}{2150,94} = 0,333$$

és

$$v = \frac{\sigma_m}{\sigma_{\max}} = \frac{1433,96}{2150,94} = 0,667.$$

Az anyag kiválasztásánál figyelembe kell venni, hogy nagy igénybevételű, dinamikus és ismétlődő terhelésű a tengelycsont. Mivel nagy-

fontosságú az alkatrész, ezért a nagy szilárdság mellett, nagyon jó szívóssággal rendelkező szerkezeti anyagot választunk. Az igényeinket jól elégíti ki a CMO4 jelű ötvözött acél.

Az anyagra vonatkozó *Smith*-diagramot a 13.1. táblázatban találjuk meg.

A további számításhoz szükséges anyagjellemzők a *Smith*-diagramból, ill. 13.2. táblázat alapján:

A szakítószilárdság: $\sigma_B = 10000 \text{ kp/cm}^2$;

A folyáshatár értéke: $\sigma_F = 8000 \text{ kp/cm}^2$;

Folyáshatár hajlításra: $\sigma_{Fh} = 9000 \text{ kp/cm}^2$

Tiszta lengő hajlítás kifáradási határa: $\sigma_{vh} = 4800 \text{ kp/cm}^2$;

Tiszta lüktetőhajlítás kifáradási határa: $\sigma_{th} = 7400 \text{ kp/cm}^2$.

A felületi érdességre $R_a = 1,25 \mu\text{m}$ értéket írunk elő, amely közörrült felületi megmunkálásra jellemző (19.6. táblázat). A felületi érdességi tényező a 13.18. táblázatból a d görbe alapján $b_2 = 0,87$. A mérettényezőt a 13.15. ábra 2 jelű görbéjének segítségével a $d_1 = 30 \text{ mm}$ átmérről határozhatjuk meg: $b_1 = 0,84$.

A gátlástényező meghatározásához szükséges viszonzyszámok:

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{60}{30} = 2$$

és

$$\frac{r}{d_2} = \frac{6}{30} = 0,2.$$

Az adatok alapján a $\sigma_B = 100 \text{ kp/mm}^2$ értéknél a gátlástényező: $\beta_{k\sigma} = 1,43$ nagyságú (13.38. ábra).

Az alaktényező segítségével is meghatározzuk a gátlástényezőt: Az alaktényezőt a 13.26. ábrából határozhatjuk meg a következő viszonzyszámok segítségével:

$$\frac{d_2}{d_1} = 0,5$$

és

$$\frac{r}{t} = \frac{6}{15} = 0,4, \quad \text{ahol} \quad t = \frac{d_1 - d_2}{2} = \frac{60 - 30}{2} = 15.$$

A viszonzyszámokkal: $\alpha_k = 1,95$.

A gátlástényezőt meghatározó összefüggés:

$$\beta'_\sigma = \frac{\alpha_k}{1 + \sqrt{\kappa \rho^*}}$$

A fajlagos feszültségesési tényező a 13.7. táblázat 3. ábrája alapján

$$\kappa = \frac{2}{\rho} + \frac{4}{D+d}, \quad \text{ahol } \rho = r = 6 \text{ mm} \quad D = d_1 = 60 \text{ mm}$$

$$d = d_2 = 30 \text{ mm.}$$

Behelyettesítve:

$$\kappa = \frac{2}{6} + \frac{4}{60+30} = 0,3774.$$

A ρ^* tényező nagyságát a 13.9. táblázatból választva, ha:

$$\sigma_B = 10000 \text{ kp/cm}^2;$$

$$\frac{\sigma_B}{\sigma_F} = 0,8;$$

$$\sigma_{vh} = 4800 \text{ kp/cm}^2;$$

$$\text{úgy } \rho^* = 0,02.$$

Behelyettesítve a számértékeket:

$$\beta'_\sigma = \frac{\alpha_k}{1 + \sqrt{\kappa \rho^*}} = \frac{1,95}{1 + \sqrt{0,3774 \cdot 0,02}} = 1,794.$$

A táblázati $\beta_\sigma = 1,45$ értéket elosztva a mérettényezővel; összehasonlítási jellemzőt kapunk:

$$\beta'_\sigma = \frac{\beta_\sigma}{b_1} = \frac{1,45}{0,84} = 1,726.$$

Az eltérés 3,9%-os, a fajlagos feszültségesési tényezővel meghatározotthoz képest $\left(\frac{1,794}{1,726} = 1,039\right)$.

Ha a mérettényezőt a 13.15. ábra 3. jelű görbéje alapján választjuk: $b_1 = 0,73$. Ebben az esetben a geometriai jellemzőket és a nagyságot is figyelembe vevő tényező:

$$\beta'_\sigma = \frac{\beta_\sigma}{0,73} = \frac{1,45}{0,73} = 1,986$$

értékű.

A fajlagos feszültségesési tényezővel meghatározotthoz képest ez 15%-kal nagyobb értéket ad.

Mivel eléggé egyéni elbírálásra van bízva, hogy milyen fokú a feszültséggyűjtő hely, így elképzelhető, hogy a mérettényezőt a 13.15. ábra 4 jelű görbéből választjuk: $b_1 = 0,53$.

Ebben az esetben az összehasonlítás alapjául szolgáló gátlástényező:

$$\beta'_\sigma = \frac{\beta_\sigma}{b_1} = \frac{1,45}{0,53} = 2,74.$$

Ezt az értéket összehasonlítva a $\beta'_\sigma = 1,726$ a fajlagos feszültségesési tényezővel számított gátlástényező nagysággal: $\frac{2,74}{1,726} = 1,587$ arányt kapunk, tehát 58,7% nagyobbat.

Az eddig megoldott példákban többször összehasonlítottuk a gátlástényező meghatározás különböző lehetőségeit. Úgy véljük, hogy bizonyos tapasztalatokat összegezhetünk:

1. A $\beta = \frac{\alpha_k}{1 + \sqrt{\kappa \rho^*}}$ összefüggésben az α_k alaktényező pontosan meghatározható, és ez vonatkozik a κ fajlagos feszültségesési tényezőre is, ezek az igénybevétel okozta feszültség megoszlást, a geometriai kialakítást és a méreteket veszik figyelembe. A 13.9. táblázatban lévő ρ^* értékeket kísérletekkel határozták meg. A jelenlegi gyakorlatban az anyagszerkezeti tulajdonságokat ez a tényező veszi figyelembe a leg-részletesebben, mivel statikus és fáradásos vizsgálattal meghatározott jellemzők ismeretében határozza meg ρ^* értékét.

2. Az összehasonlítások során megállapítottuk, hogy az 1. pontban említett módszerrel meghatározott értékek nagyon jó megegyezést mutattak a gátlástényező táblázatainak, és a megfelelő mérettényező felhasználásával nyert összehasonlító értékekkel. Az eredmények alapján a gátlástényező diagramjainak használatát — a kísérletek adataitól eltérő esetekben is elfogadhatónak tartjuk, azzal a megjegyzéssel, hogy a mérettényező felvételénél körültekintően kell eljárunk. A 13.14. és 13.16. ábrák sima, politozott próbatestekre érvényes alaktényező értékeit tartalmazzák, és úgy tűnik, hogy a méretezésnél ezek jobban felhasználhatók mint a feszültséggyűjtőhelyekkel ellátott próbatestek mérettényezői. Ez az értékelésünk a 13.15. ábra 3- és 4 jelű görbéire kiemelten érvényesek, mivel ezek a jellegüknél fogva olyanok mintha a feszültséggyűjtőhely hatását és a méreteket együttesen vennék figyelembe.

3. A 13.15. ábra 3-as és 4 görbéinek értékelése ismételen aláhúzza az ötvöztöt acélok mérhető hatásra vonatkozó érzékenységét. Bizonyos méretek felett az ötvöztöt acélok alkalmazása csak akkor jelent előnyt, ha a β kicsi, a felületérdességi tényező pedig lehetőleg nagy értékű, hogy a mérettényező hatása ezzel ellensúlyozható legyen.

4. Az érzékenységi tényező segítségével meghatározott gátlástényező értéket tájékoztató jelleggel tartjuk alkalmasnak a méretezésnél felhasználni, mivel η_k értékeit csak közelítő jelleggel tudjuk megadni mint anyagjellemzőt.

Ennyi kitérő után térjünk vissza a feladat további megoldásához. Az eddig meghatározott adatok, és jellemzők:

a folyáshatár: $\sigma_F = 8000 \text{ kp/cm}^2$;
a középfeszültség: $\sigma_m = 1433,96 \text{ kp/cm}^2$,

a σ_m középfeszültséghez tartozó legnagyobb határfeszültséglengés a *Smith*-diagramból lemérve:

$$\sigma_A = 4400 \text{ kp/cm}^2;$$

a feszültséglengés amplitúdója: $\sigma_a = 716,98 \text{ kp/cm}^2$;

a tiszta lengő hajlítás kifáradási határa: $\sigma_{vh} = 4800 \text{ kp/cm}^2$;

a tiszta lüktető hajlítás kifáradási határa: $\sigma_{rh} = 7400 \text{ kp/cm}^2$;

a felületi érdességi tényező: $b_2 = 0,87$;

a mérettényező: $b_1 = 0,84$;

a gátlástényező: $\beta = 1,45$;

a határigénybevételi (folyáshatár) szorzó hajlításnál (17.4. ábra):
 $k_0 = 1,7$.

A biztonsági tényezőt különböző méretezési elvek alapján határozzuk meg:

a) *Soderberg*-elv szerint meghatározva, az eredő biztonsági tényező:

$$n = \frac{n_m n_a}{n_m + n_a},$$

a nyugvós (statikus) összetevőre vonatkozó biztonsági tényező:

$$n_m = \frac{k_0 \sigma_F}{\sigma_m} = \frac{\sigma_B}{\sigma_m}, \quad \text{mivel } k_0 \sigma_F > \sigma_B;$$

$$n_m = \frac{10000}{1433,96} = 6,97,$$

a feszültség lengésre vonatkozó biztonsági tényező

$$n_a = \frac{b_1 b_2 \sigma_{vh}}{\beta \sigma \sigma_a} = \frac{0,84 \cdot 0,87 \cdot 4800}{1,45 \cdot 716,98} = 3,38.$$

A számértékeket behelyettesítve:

$$n = \frac{6,97 \cdot 3,38}{6,97 + 3,38} = 2,28.$$

b) A VDI által javasolt módszer szerint:

$$n = \frac{b_1 b_2 \sigma_A}{\beta \sigma \sigma_a}.$$

A számértékeket behelyettesítve.

$$n = \frac{0,84 \cdot 0,87 \cdot 4400}{1,45 \cdot 716,98} = 3,09.$$

c) A szovjet irodalomban elterjedt méretezési eljárás alapján:

$$n = \frac{\sigma_{vh}}{\beta \sigma \sigma_a + \psi \sigma_m},$$

ahol

$$\psi = \frac{2\sigma_{vh} - \sigma_{rh}}{\sigma_r},$$

a határfeszültségeket behelyettesítve:

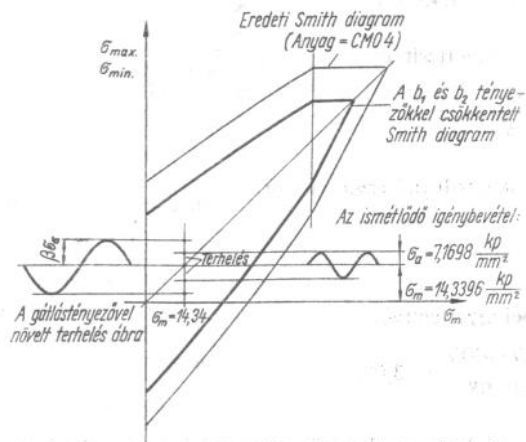
$$\psi = \frac{2 \cdot 4800 - 7400}{7400} = 0,297,$$

és a biztonsági tényező:

$$n = \frac{4800}{1,45 \cdot 716,98 + 0,297 \cdot 716,98} = 2,93.$$

A biztonsági tényező meghatározást szerkesztéssel is nyomon követjük. A 13.47. ábra a b_1 és b_2 tényezőkkel csökkentett *Smith*-diagram

területében a gátlástényezővel növelt feszültséglengetés ábrázolását mutatja. Az egyes méretezési elveknek megfelelő biztonsági tényező meghatározást is követni tudjuk a 13.47. ábra alapján.



13.47. ábra. A terhelés ábrázolása a Smith-diagramban

Az előzőekben meghatározott biztonsági tényező értékeket kell összehasonlítani a 13.42. ábrán látható 100%-os, tehát maximális terhelésgyakoriság mellett igényelt biztonsági tényezővel. Az $r = 0,333$ aszimmetria tényezőnél a biztonsági tényező területét (a függőlegesen bevonalkázott részt) határoló ferde egyenes értékeit a $1,83 \cong n_c \cong 2,68$ kifejezés adja meg. (A leolvasást interpolációval pontosan meg lehet határozni!)

A különböző módszerekkel kiszámított biztonsági tényező értékek közül az a) adta a legkisebb értéket: $n = 2,28$, de még ez is a biztonsági tényező területének határpontjai közé esik, tehát a tengelycsonk megbízhatósága megnyugtató. Megjegyezzük, hogy a dinamikus hatásoknál értelmezett körülmények (útvizonyok, szerelési, beállítási stb.) általában nem okozhatnak olyan terhelést — de semmi esetre sem 100%-os gyakorisággal —, mint amilyenek a lengőterhelést számítottuk. Ennek következményeként a meghatározott biztonsági tényező értékek nagyobbak a számítottnál.

Az a), b) és c) méretezési elvek összehasonlítását elvégezve, megállapíthatjuk:

A megoldott feladatnál a biztonsági tényező meghatározására külön-külön mind a három méretezési elv alkalmazása indokolható.

A Soderberg-féle eljárás az aszimmetria tényező állandóságát feltételezi:

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \text{konst.}, \quad \text{és} \quad \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{\sigma_m}{\sigma_{\max}} = \text{konst.}$$

A feladatnál a k_d dinamikus tényezővel számítottuk — a nyugvó terhelésből kiindulva — a lüktető terhelésre jellemző (σ_{\min} és σ_{\max}) értékeket, és így a feszültséglengetés amplitúdóját (σ_a). Az ismétlődő feszültségi állapot változása a feszültséglengetés amplitúdó és a közép-feszültség arányosan, a terheléssel (erő, ill. nyomatékhatással) arányosan változik.

Nem véletlen(!), hogy az aszimmetria tényező $r = \frac{1}{k_d}$ összefüggés felírható és ha az elméleti számítás során állandó, akkor indokolt lehet a Soderberg-féle eljárás használata.

Csak látszólag van ellentmondás abban, hogy a VDI eljárás használatát is indokolni tudjuk. A módszer alapja, hogy a közép-feszültség állandó (itt van az ellentmondás az előzőekkel szemben), és csak a feszültséglengetés amplitúdója növekszik a feszültségállapot változása közben. Az ellentmondást könnyen feloldhatjuk akkor, ha elfogadjuk, hogy a k_d dinamikus tényező — a gyakorlatban — nem lehet állandó. Az elméleti számításunknál nem vehettük figyelembe — a méretezés bizonytalansága miatt — a dinamikus tényező változásait, de a gyakorlati megfontolások éppen az állandóságát tagadják; gondoljuk végig a terhelésvizonyoknál említett tényezők hatásait és változásait.

Nem részletezzük tovább a körülményeket. Úgy véljük, hogy a valóságos terhelési viszony (és az ennek megfelelő biztonsági tényező meghatározása is) a két eljárással vizsgált terhelésváltozások (és a biztonsági tényező meghatározások) között van.

A szovjet módszer alapelve a Soderberg-eljárással rokon, de mivel közvetlen fizikai tartalma van (a fáradásos vizsgálatok határfeszültségeit, a Smith-diagram jellemzőit közvetlenül felhasználja), ezért a valóságos viszonyokhoz közelebb áll, és így alkalmazása természetesen indokolt.

Felhívjuk az olvasó figyelmét arra, hogy az ismétlődő igénybevételi méretezési eseteire a továbbiakban is utalásokat teszünk. A 33. fejezet hajtótárcsa tengelyének méretezésekor az egyik leggyakrabban előforduló összetett igénybevételi eset számítási módszerét mutatjuk be.

14. Az alkatrész méretezés és gyártás anyagtakarékos és gazdaságos vizsgálata

Az alkatrészekben ébredő feszültség nagyságát, ill. a terhelés okozta alakváltozás mértékét nagymértékben befolyásolják a geometriai méretek és a kialakítás jellege. Emlékeztetőül utalunk arra, hogy a feszültségeket és alakváltozásokat meghatározó összefüggésekben — természetesen — jelentős szerepe van a vizsgált keresztmetszet nagyságának, ill. a geometriai kialakítás meghatározta másodrendű nyomatéknak és keresztmetszeti tényezőnek. Ennek pedig értelemszerű következménye egyrészt a keresztmetszet nagyságának arányában felhasznált szerkezeti anyag mennyisége, másrészt a geometriai kialakítás költségkihatása. A felhasznált anyag lehetséges csökkentése az „anyagtakarékos”, a célszerű szerkezeti kialakítás a „gazdaságos” méretezést jelenti. A szigorú szétválasztásra feltétlen szükség van, mert bár törekedni kell arra, hogy a két fogalom optimálisan összhangban legyen, de ez nem törvényszerűen következik be. Előfordulhat, hogy egy alkatrésznél az anyagtakarékosságra törekvés miatt a geometriai kialakítás megoldása olyan drága előállítási költséggel rendelkezik, hogy végeredményében az önköltség nem csökken, hanem növekszik.

Az előzőek alapján célszerűnek látjuk összefoglalni mind az „anyagtakarékos”, mind a „gazdaságos” tervezés alapvető fogalmait.

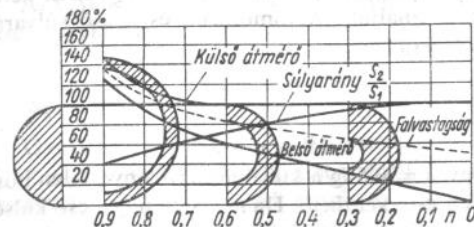
1. Az „anyagtakarékos” méretezés végső fokon, mint az alkatrész keresztmetszet függvénye jelentkezik. Ennek a függvénykapcsolatnak a vizsgálata az igénybevétel ismeretét a feszültség, ill. alakváltozást okozó hatásának kifejezését jelenti.

A továbbiakban közölt ábrákon a vízszintes tengelyen a különböző szelvények geometriai kapcsolatára jellemző arányszámot mértük fel. A függőleges tengelyen pedig az egyenértékű szelvények körszelvényhez (egy esetben négyzet szelvényhez!) való viszonyítási %-ék értékeit tudjuk meghatározni.

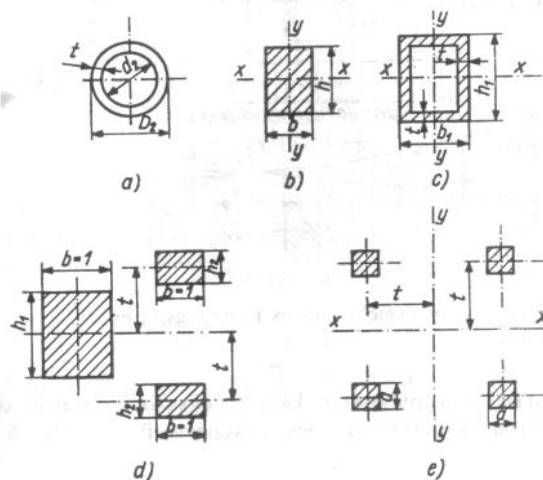
A levezetéseket nem közöljük, de utalunk arra, hogy minden esetben a megfelelő igénybevételhez tartozó szilárdsági és alakváltozási összefüggéseket alkalmaztuk a függvénykapcsolat meghatározásához.

Az 14.1. ábra kör és körgyűrű szelvény (tömör rúd és cső) összehasonlítását mutatja hajlítói igénybevétel esetén.

A geometriai viszony: $n = \frac{D_2}{d_2}$, ahol D_2 a csőszelvény külső, a d_2 annak belső átmérője (14.2a ábra).



14.1. ábra. Kör- és körgyűrűszelvények összehasonlítása hajlítói igénybevétel esetén



14.2. ábra. Különböző szelvények geometriai jellemzői és meghatározói

A továbbiakban nagy S -sel jelöljük a súlyarányra vonatkozó fogalmakat. Ezzel választjuk el a meghatározott súly megadásánál alkalmazott G jelöléstől.

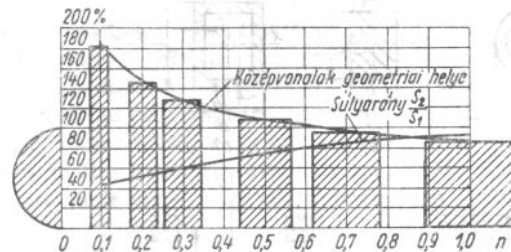
Az egyenértékűség geometriai feltétele:

$$D_2 = d_1 \frac{1}{\sqrt[3]{1-n^4}}$$

ahol d_1 a tömör tengely átmérője. Az 1 indexet a gyengítetlen keresztmetszetre jellemzőként használjuk. A tömör rúd és a cső súlyaránya azonos feszültség ébredésekor:

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{1-n^2}{(1-n^4)^{2/3}}$$

Az ábrából látható, hogy $n = 0,5$ -ig a külső átmérő lényegtelen növelésével a súly számottevően csökkenthető. Ha $n = 0,9$, úgy a cső külső átmérője 1,43-szorosa a tömör rúd átmérőjének, a súlya azonban csak 40%-a. Megjegyezzük, hogy a külső átmérő növelését — és így a falvastagság csökkenését — a behorpadás veszélye határozza meg, amelyre a méretezésnél tekintettel kell lenni.



14.3. ábra. Hajlítói igénybevételű kör- és négyzögszelvények összehasonlítása

A 14.3. ábra hajlítói igénybevételű kör- és négyzögszelvények összehasonlítását mutatja. A kétféle szelvény egyenértékű, ha a 14.2b ábra jelölése alapján:

$$h = \frac{0,843 \cdot d_1}{\sqrt[3]{n}}$$

ahol

h az $x-x$ tengelyre merőleges oldal (az $x-x$ párhuzamos a vízszintes tengellyel),

d_1 a tömör kör keresztmetszet átmérője, és

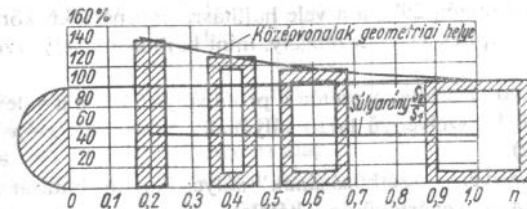
$$n = \frac{b}{h}$$

ahol n a négyzögszelvény geometriájára vonatkozó viszonyszám.

Az egyenértékűség esetén a súlyarány (azonos feszültségek ébrednek a szelvényekben):

$$\frac{S_2}{S_1} = 0,905 n^{1/3}$$

Gyakorlasképpen az $n = 0,6$ viszonyszámú négyzög esetén értékeljük az ábrán látható diagramot: Hajlítás szempontjából ez az eset egyenértékű a körszelvényvel, azonban súlya kb. 23%-kal kevesebb.



14.4. ábra. Kör- és üreges négyzögszelvények összehasonlítása

Kör és üreges négyzögletes szelvények összehasonlítását a 14.4. ábra mutatja hajlításra. Az egyenértékűség feltétele geometriailag meghatározható:

$$h_1 = d_1 \sqrt[3]{\frac{0,6}{n - (n-2p)(1-2p)^3}}$$

ahol h_1 a vízszintes tengellyel párhuzamos $x-x$ tengelyre merőleges külső oldal, t az üreges négyzög falvastagsága, b_1 a vízszintes külső oldal (lásd 14.2c ábra). Ezek alapján:

$$n = \frac{b_1}{h_1} \quad \text{és} \quad p = \frac{t}{h_1} \quad \text{paraméterek.}$$

A súlyarányt is a két paraméter segítségével adjuk meg (a feszültségek egyenlő nagyságának):

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{4}{\pi} [n - (n-2p)(1-2p)] \sqrt[3]{\left[\frac{0,6}{n - (n-2p)(1-2p)^3} \right]^2}$$

Mivel ennek ábrázolása nehézkes lenne, ezért az egyik paramétert állandónak vesszük fel: így például a 14.4. ábra $t = 0,1 h_1$ falvastagságnál ($p = 0,1$) adja meg a jellemzőket. Természetesen más falvastagság-értéknél a súlyviszonyszám jellege is eltér az ábrázolttól.

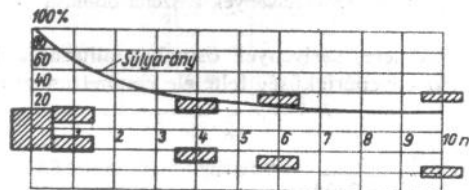
A 14.4. ábra szerint a négyszögletes üreges szelvények súlya kb. fele a vele egyenértékű, hajlítógígybevétel terhelésű körszelvény súlyának. Érdekeség, hogy ez a megjegyzés az $n = \frac{b_1}{h_1}$ paramétertől (a szelvény alakjától) majdnem teljesen független (a súlyarány egyenese közelítőleg vízszintes!). Azonos nagyságú feszültségeket feltételezve a körszelvényt a szabványos profilokkal is összehasonlíthatjuk:

– A szabványos $x \perp x$ szelvény esetén a hajlításra egyenértékű körszelvény súlyának csak 26%-ú anyagot kell felhasználnunk. A beépítés úgy történik, hogy a hajlítás tengelye $x-x$ legyen ($x \perp x$).

– Az U profil esetén 29%-a a vele hajlításra egyenértékű körszelvény súlyának. A beépítés az $x-x$ tengely, mint hajlítás tengelye szerint történik ($x \perp x$).

– A szabványos T szelvény esetén a profil súlya 71%-a a vele hajlításra egyenértékű körszelvényű tartó súlyának. A beépítés $x-x$ tengely szerint ($x \perp x$).

– Négyszögselvény „széthúzásának” súlycsökkentő hatását mutatja a 14.5. ábra. Az egyenértékűség feltétele:



14.5. ábra. Négyszögselvények széthúzásának hatása

$$h_2 = h_1 \sqrt{\frac{2n+1}{4(1+6n^2)}} \text{ akkor, ha } b = 1 \text{ szélességű négyszöglet feltételezünk és a széthúzás mértéke } t = nh_2, \text{ ahol } h_2 \text{ a széthúzott négyszögek magassága. A } h_1 \text{ tényező az eredeti négyszög magasságát jelenti (14.2d ábra).}$$

A súlyarány kifejezése (azonos feszültségbredések):

$$\frac{S_2}{S_1} = \sqrt{\frac{2n+1}{6n^2+1}}$$

Az 14.5. ábrán a különféle mértékben széthúzott négyszögletes tartók az eredeti tartóhoz való súlyarányból megállapítható, hogy $t = 4h_2$ ($n = 4$) mértékű széthúzás jelentős anyagtakarékoságot eredményez, ezen felül már csak kis-mérvű súlycsökkenést érhetünk el.

Amennyiben az alkatrész üzeme megengedi, hogy kéttámaszú vagy befogott tartóként vizsgáljuk, úgy figyelembe kell venni a különböző befogások terhelés (és így feszültség és alakváltozás) csökkentő hatását is. A 14.6. ábrán a tartók terhelés és megfogás szerinti osztályozását közelítjük. A szorzószámokat a kéttámaszú, koncentrált erő terhelésű tartóhoz viszonyítva adtuk meg, és ez egyben azt jelenti, hogy az alaphoz tekintett esethez képest hány-szoros keresztmetszeti tényezőt (a mértékadó terheléssel egyenesen arányosan) igényelnek.

Az eddig vizsgált esetekben azokat az egyenértékű szelvényeket hasonlítottuk össze, amelyeknél az ébredő feszültségek azonosak. A most következő esetekben az alakváltozás (a lehajlás, és behajlás) egyenértékűségét vizsgáljuk.

Kör- és körgyűrűselvények összehasonlítása. Az egyenértékűség geometriai feltétele:

$$D_2 = \frac{d_1}{\sqrt{1-n^4}}$$

ahol D_2 a körgyűrű külső átmérője, d_1 a gyengítetlen tömör keresztmetszet átmérője, és $n = \frac{d_2}{D_2}$; d_2 a körgyűrű belső átmérője (14.2a ábra).

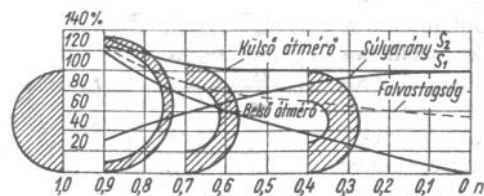
A súlyarány:

$$\frac{S_2}{S_1} = \sqrt{\frac{1-n^2}{1+n^2}}$$

A befogás módja	Az ébredő feszültségre	A tartóhoz való súlyarány
	1	1
	4	16
	0,75	0,449
	0,5	0,25
	2	6
	0,5	0,625
	0,28	0,26
	0,167	0,125

14.6. ábra. Tartók terhelés és megfogás szerinti osztályozása

Az 14.7. ábrából jól látható, hogy néhány százalékos külső átmérő növeléssel ($n = 0,5 \dots 0,6$) 20...30%-os súly megtakarítást érhetünk el.



14.7. ábra. Kör- és körgyűrűkeresztmetszetek összehasonlítása azonos értékű alakváltozásra

Kör- és négyszögszelvények összehasonlítása. Az egyenértékűség feltétele:

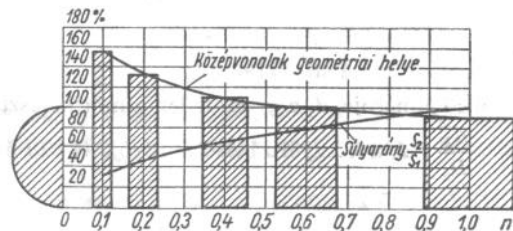
$$h = d_1 \frac{0,876}{\sqrt[4]{n}}, \quad \text{ahol} \quad n = \frac{b}{h}$$

(a geometriai jellemzők a 14.2b ábrán).

Az egyenértékűség feltételekor megvalósuló súlyarány:

$$\frac{S_2}{S_1} = 0,98 \sqrt[4]{n}$$

Az 14.8. ábrából könnyen megállapítható, hogy ha körszelvény helyett $n = 0,4 \dots 0,6$ arányú négyszögeket alkalmazunk, úgy 20...40% anyag takarítható meg.



14.8. ábra. Kör- és négyszögszelvények összehasonlítása azonos értékű alakváltozásra

Kör és négyszögletes üregesszelvények összehasonlítása. Az egyenértékűség geometriai feltétele:

$$h_1 = d_1 \sqrt[4]{\frac{12\pi}{64[n - (n-2p)(1-2p)^3]}}$$

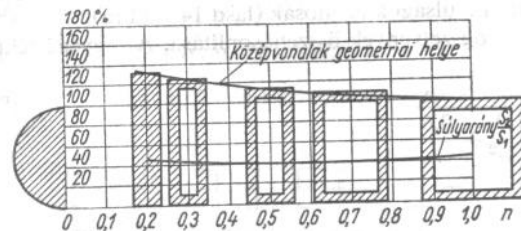
A 14.2c ábrán értelmezett geometriai jellemzők alapján meghatározhatjuk az n és p paramétereket:

$$n = \frac{b_1}{n_1} \quad \text{és} \quad p = \frac{t}{h_1}$$

Hasonlóan az előzőekben már említett paraméter felvételhez, legyen a szelvényvastagság $t = 0,1 p$. Az ehhez tartozó súlyarány:

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{0,254n + 0,203}{\sqrt{0,83n + 0,173}}$$

A 14.9. ábra természetesen $p = 0,1$ esetre adja meg a jellemzőket. Látható, hogy a súlyviszonyokat nagyon kis mértékben befolyásolja az n értékének változása. Tehát lehajlásra a körszelvényű és az egyenértékű üreges négyszögszelvényű közel állandó súlyarányt ad meg; ez kb. 40%-os.



14.9. ábra. Kör- és üreges négyszögszelvények összehasonlítása azonos értékű alakváltozás esetén

Az alakváltozásra vonatkozó számítást elvégezhetjük az I, T és U profilok alkalmazásának eseteire is. Azonos lehajlásra számítva meg egyező l hossz esetén a körszelvény súlyának:

- az egyenértékű I szelvénynek a súlya csak 21%-a;
- az egyenértékű U szelvénynek a súlya csak 45–50%-a;
- az egyenértékű T szelvénynek a súlya csak 48%-a.

Az alakváltozásra is vonatkozik a különböző terhelések és a tartókialakítások hatásának befolyása. A 14.6. ábrán közöltük azokat a szorzótényezőket, amelyeket a kéttámaszú, koncentrált erő terhelésű tartóhoz viszonyítva adtunk meg. A szorzótényező ebben az esetben azt jelenti, hogy az alapesethez képest hányszoros inercianyomaték szükséges azonos alakváltozást feltételezve.

Az egyenértékű tartószelvények összehasonlító vizsgálatát csavaróigénybevétel esetére is elvégezhetjük. Először az ébredő feszültségek egyenlőségét feltételezzük.

Kör- és körgyűrűszelvények összehasonlítása. Az egyenértékűség geometriai feltétele:

$$D_2 = d_1 \frac{1}{\sqrt[3]{1-n^2}},$$

és a súlyarány kifejezése:

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{1-n_2}{(1-n^4)^{2/3}}.$$

Az összefüggések megegyeznek a hajlításnál értelmezett kifejezésekkel, ezért az egyes geometriai jellemzők, a súlyarányt meghatározó ábra és azokból levonható tanulságok azonosak (lásd 14.1. ábra).

A kör- és négyszögszelvények összehasonlítása. Az egyenértékűség geometriai feltétele:

$$a = 0,42d_1 \sqrt[3]{\frac{1}{n^2} + \frac{0,6}{n}},$$

és a súlyarány:

$$\frac{S_2}{S_1} = 0,9n \sqrt[3]{\left(\frac{1}{n^2} + \frac{0,6}{n}\right)^2}.$$

A kifejezésekben

a az alkalmazott négyszög hosszabb oldalának a fele;

$n = \frac{b}{a}$ viszonyszám, ahol b az alkalmazott négyszög

rövidebb oldalának a fele;

d_1 az összehasonlítás alapjául szolgáló kör keresztmetszet átmérője.

A 14.10. ábra világosan kimutatja, hogy a négyszögszelvények alkalmazhatatlanok csavarásra. A körszelvénnyel egyméretű ($a = b = \frac{d}{2}$, és $n = 1$) négyszögszelvény körülbelül azonos feszültség viselésére alkalmas, a súlya viszont kb. 23% nagyobb. Az ábrából — és természetesen a fenti összefüggésekből is — megállapítható, hogy az $n < 1$ -re még kedvezőtlenebb eseteket kapunk, ezért csavarásra nem alkalmasnak minősített szelvény a négyszögkeresztmetszet.

Az egyes szelvényeket a megengedett elcsavarodási szögre vonatkoztatva is összehasonlíthatjuk. Kör- és körgyűrűszelvények esetén az egyenértékűség geometriai feltétele:

$$D_2 = d_1 \frac{1}{\sqrt[4]{1-n^2}},$$

és az ekkor megvalósuló súlyarány:

$$\frac{S_2}{S_1} = \sqrt[4]{\frac{1-n^2}{1+n^2}}.$$

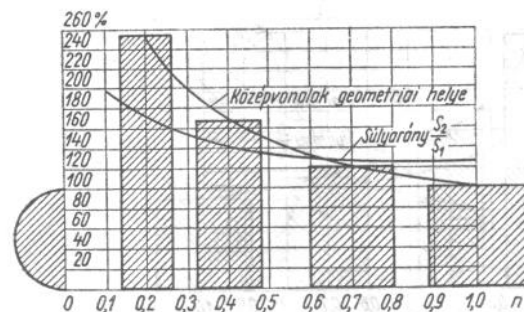
A kifejezésekben a 14.2a ábra jelöléseivel:

D_2 a körgyűrű külső átmérője;

d_2 a körgyűrű belső átmérője;

$n = \frac{d_2}{D_2}$ viszonyszám (paraméter).

d_1 a gyengítetlen körkeresztmetszet átmérője.



14.10. ábra. Kör- és négyszögszelvények összehasonlítása azonos csavarófeszültség feltételezésénél

A 14.11. ábra a kör keresztmetszetű szelvény előnyös alkalmazhatóságát mutatja. Például az $n = 0,6$ viszonzszám mellett kb. 12%-kal nagyobb külső átmérőjű kör keresztmetszet esetén a súly megtakarítás 32%-os.

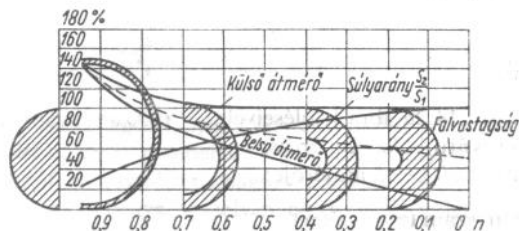
Kör- és négyszögszelvények összehasonlítása. Az egyenértékűség feltétele:

$$a = d_1 \sqrt[4]{\frac{\pi}{32n^3 \left[\frac{16}{3} - 3,36n \left(1 - \frac{n^4}{12} \right) \right]}}$$

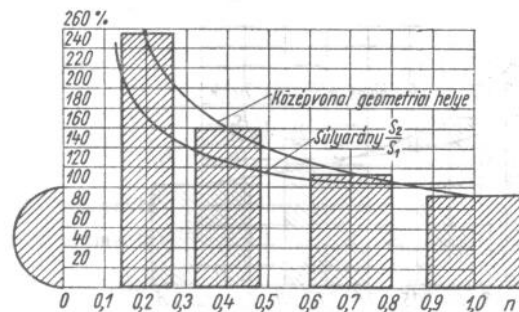
és a súlyarány:

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{4na^2}{d_1^2\pi}$$

A kifejezésekben szereplő geometriai jellemzők értelmezését már az előzőekben megtettük (14.2b ábra). A 14.12. ábra az összefüggéseket



14.11. ábra. Kör- és körgyűrűszelvények összehasonlítása azonos értékű szögelfordulásra



14.12. ábra. Kör- és négyszögszelvények összehasonlítása azonos értékű szögelfordulásra

mutatja. Az ábrák alapján levont tanulság, hogy az alakváltozásra méretezett négyszögkeresztmetszet nem eléggé kihasználta, ha a kör keresztmetszettel hasonlítjuk össze. A súlytöbblet $n = 0,6 \dots 0,7$ -ig, 8...10%-os, ennél kisebb n értékek mellett rohamosan növekszik (például $n = 0,2$ esetén 68% értékű!).

Kör- és hasított körgyűrűszelvények összehasonlítása. Ez az összehasonlítás lehetőséget nyújt egyrészt a nyitott (önmagukba vissza nem térő) szelvények alakváltozásra való méretezésének vizsgálatára, másrészt a hibásan hegesztett csövekben, (mivel a varrat nem teljes értékű!) keletkező viszonyokról is képet nyerünk. Az egyenértékűség feltétele:

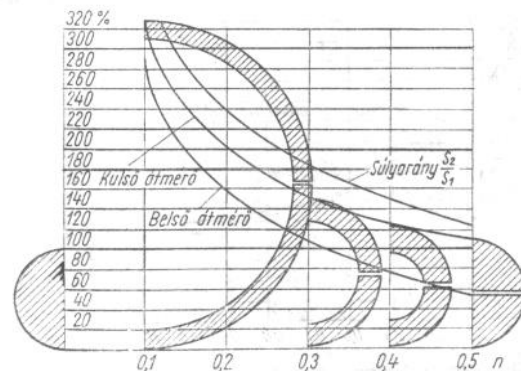
$$D_2 = d_1 \frac{0,553}{\sqrt[4]{(1-n)n^3}}$$

és a súlyarány:

$$\frac{S_2}{S_1} = 1,224 \sqrt{\frac{1-n}{n}}$$

Az összefüggésekben D_2 a körgyűrűkeresztmetszet külső átmérője, d_1 a gyengítetlen kör keresztmetszet átmérője, $n = \frac{t}{D_2}$ viszonzszám, ahol t a falvastagságot jelenti.

A 14.13. ábra nagyon jól mutatja, hogy a hasított körgyűrűszelvény csavarásra teljesen alkalmatlan. Mint azt említettük, az összes nyitott szelvényre vonatkoztathatjuk az előző következtetésünket. Az ábra



14.13. ábra. Kör- és hasított körgyűrűszelvények összehasonlítása

alapján például, ha $n = 0,2$; úgy a súlyarány $\frac{S_2}{S_1} = 2,448$, tehát a kör keresztmetszethez viszonyítva 244,8% súlyú nyitottszelvényű tartó szükséges.

Kihajlásra igénybe vett egyenértékű szelvényű rudak vizsgálata.

A kör- és körgyűrűszelvények összehasonlítása megfelel a lehajlásra igénybe vett tartóknál meghatározott egyenértékűségi feltétellel és így az ábrák és eredmények is azonosak (lásd 14.7. ábra). Megjegyezzük, hogy ez természetes, mivel az Euler-féle kihajlás vizsgálatának kiindulása megegyezik a hajlítás alakváltozásának összefüggésével.

Kör- és négyszögszelvények összehasonlítása. Mivel a kihajlás a természeténél fogva a rövidebb oldal irányában következik be, ezért a hajlításnál alkalmazott meg gondolástól eltérően nem az $x-x$ tengelyre, hanem az $y-y$ tengelyre kell figyelembe venni az inercianyomatékot.

Az egyenértékűség geometriai feltétele:

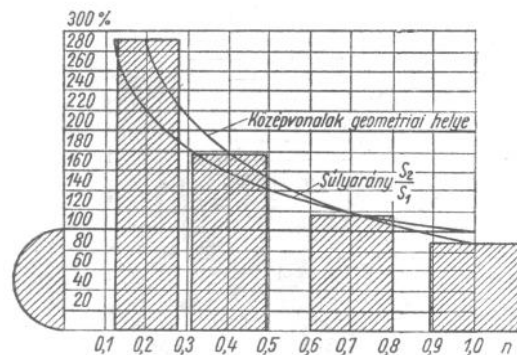
$$b = d_1 \frac{0,876}{n^{3/4}},$$

és a súlyarány kifejezése:

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{0,978}{\sqrt{n}}.$$

A jelölések megfelelnek a 14.2b ábra szerintieknek.

Az összefüggéseket ábráztuk a 14.14. ábrán. Ebből látható, hogy a négyszetszelvény kismérvű (3%-os) súlymegtakarítást jelent a körszel-



14.14. ábra. Kihajlásra igénybevett kör- és körgyűrűszelvények összehasonlítása

vénnyel szemben. Az $n < 0,85$ oldalviszonyszámok eseteiben a négyszögszelvény már jelentősen növeli a tartósúlyát.

Két irányban széthúzott négyszögszelvények összehasonlítása a körszelvényvel. A szerkezeti megoldás szerint a tartó kialakítása a kör keresztmetszetűhöz képest úgy történik, hogy mindkét irányban kettébontott (összesen tehát négy négyzet alakú) tartót tervezünk (14.2e ábra).

Az egyenértékűség geometriai feltétele:

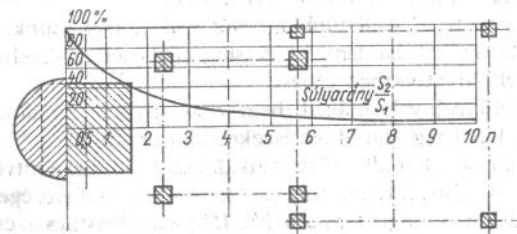
$$a = \frac{0,62d_1}{\sqrt[4]{12n^2+1}},$$

és a súlyarány

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{1,955}{\sqrt{12n^2+1}}.$$

A kifejezésekben „a” megfelel a széjjelshúzott tartó négyzet keresztmetszetének oldalával, a t az x , ill. y tengelytől mért távolsággal, a d_1 az összehasonlítás alapjául szolgáló kör keresztmetszet átmérője, és $n = \frac{t}{a}$ viszonzyszám.

A 14.15. ábra az összehasonlítást mutatja. Ebből látható, hogy a négy részre széthúzott négyzetszelvényű tartó jelentős súly-százalék nyereséget jelent. Például az $n = 6$ viszonzyszámmal az anyagmegtakarítás a körszelvényhez viszonyítva kb. 91%-os. A most számított súlymegtakarítás nagyon kedvező képet nyújt — és ez így igaz — de a gyakorlatban az ilyen megoldások esetén a széthúzott elemeket összekötő hevederrel vagy keresztkötésekkel (vagy mind a kettővel!) erősítik egymáshoz, és természetesen ezeknek is van bizonyos anyagfelhasználásuk. A 24.



14.15. ábra. Két irányban széthúzott négyszögszelvények összehasonlítása körszelvényvel azonos értékű kihajlás esetén.

fejezetben egy toronyszerkezet méretezésével kapcsolatosan bemutatjuk, hogy az ilyen széthúzott megoldású kihajlásra igénybe vett tartók egyes elemeit (a széthúzott négyzetszelvényű elemet) is külön meg kell vizsgálni kihajlásra.

Ha a körszelvény helyett I , TL vagy U profilokat alkalmazunk, a súlymegtakarítás nem annyira jelentős. Azonos feltételek mellett:

- az I szelvény súlya 91%-a;
- a T szelvény súlya 66%-a;
- az U szelvény súlya 71%-a,

a vele egyenértékű kihajlásra igénybe vett körszelvényű tartó súlyának. A fent említett profilokat párosával (ill. széjjelhúzottan) szoktuk beépíteni tartószerkezeteknél. Erre jó példa a 24. fejezet toronymegoldása. Természetesen az ilyen szerkezeti megoldás nemcsak az anyagnyereség miatt alakult ki, hanem az üzem igényelte viszonyokhoz való alkalmazkodás fejlesztette ki az egyes típusokat.

Az eddigi anyagtakarékos méretezési vizsgálatainknál a különböző szerkezeti anyagok figyelembevételét elhanyagoltuk. A gépalkatrészek falvastagságának, a méretek csökkentésének vizsgálatánál és ennek következményeként az alkatrész súlyának csökkentésénél feltétlen figyelembe kell vennünk a szerkezeti anyag, mechanikai és technológiai tulajdonságait. Példaképpen: A 14.1. táblázatban az öntvények és a hegesztett szerkezetek alapanyagszilárdsági tulajdonságainak figyelembevételével végeztük el az összehasonlítást. A táblázat a könyvünkben közzétett anyagábrák alapján készült. A levonható következtetések:

— A statikus és az ismétlődő igénybevételű húzott alkatrészek falvastagsága hegeszthető acélananyag esetén negyedakkora, mint szürkeöntöttvas alkalmazásakor.

— Az alakváltozási merevség figyelembevételekor a hegesztett alkatrész falvastagsága 63% lehet az öntött kivitelűnek.

— Amennyiben a rezgéscsillapítás igényét kell kielégítenünk, úgy a hegesztett kialakítású alkatrészre esetleg növelnünk kell az öntött kivitelű alkatrészhez képest.

— Húzott acélöntvények helyett hegesztett kivitelű alkalmazva 5...35%-kal kisebb falvastagságú alkatrészeket tervezhetünk.


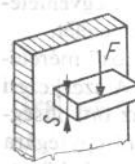
— Hajlításnál a hegesztett alkatrészek alkalmazása a szürkeöntvényhez viszonyítva 35...45%-os falvastagság csökkentésre ad lehetőséget.

— Alakváltozási merevségre tervezve kb. 15%-os falvastagság csökkentésre számíthatunk, akkor ha hegesztett kivitelű alkalmazunk.

— A rezgéscsillapítási igény kielégítése jó közelítéssel megegyezik az alakváltozási merevség %-os falvastagság csökkenés értékével.

14.1. táblázat

Öntvény és hegesztett szerkezetkialakítások összehasonlítása

Igénybevétel	Anyagfajtaik összehasonlítása és falvastagsági viszonyozása	Összehasonlítás számítási szempontjai			
		Szakítószilárdságra vonatkoztatva	Folyáshatárt figyelembe véve	Tiszta lengő kifáradásra méretezve	Alakváltozási merevségre Saját frekvencia vizsgálatára
 <p>Húzás</p>	Öntöttvas acél viszonyozás	0,35...0,5	(0,25)	0,22...0,25	0,7 0,93
	$\frac{S_{ac}}{S_{öv}}$ falvastagság viszonyozás	0,25...0,5	(0,25)	0,22...0,25	0,63 1,22
	acélöntvény acél viszonyozás	0,86...1,1	0,65...0,95	0,65...0,75	— —
	$\frac{S_{ac}}{S_{acöv}}$ falvastagság viszonyozás	(0,8...1)	0,65...0,95	0,65...0,75	— —
Igénybevétel	Az anyagfajtaik összehasonlítása és falvastagsági viszonyozása	Összehasonlítás számítási szempontjai			
		Nyugvó igénybevételei terhelésre	Tiszta lengő kifáradásra méretezve	Hajlítási merevségre	Saját frekvencia vizsgálatára
 <p>Hajlítás</p>	Öntöttvas acél viszonyozás	0,35...0,45	0,35...0,45	0,7	0,93
	$\frac{S_{ac}}{S_{öv}}$ falvastagság viszonyozás	0,55...0,65	0,55...0,65	0,85	0,82
	acélöntvény acél viszonyozás	0,8...1	0,75...0,95	—	—
	$\frac{S_{ac}}{S_{acöv}}$ falvastagság viszonyozás	0,9...1	0,8...1	—	—

— Az acélöntvényt helyettesítő hegesztett kivitel esetén a szilárdsági tulajdonságokat figyelembe véve csak kismérvű (átlag 5...6%-os) falvastagság csökkenésre lehet számítani.

A másik nagyon lényeges a falvastagságot befolyásoló tényező a technológia sajátosságaiból származik. Az öntési technológia megköveteli, hogy az alkatrésznek ill. a mintának jól formázhatónak, a formából sérülés nélkül kiemelhetőnek kell lennie. Ezt megfelelő lejtésekkel és kúposággal valósítjuk meg. Az is alapvető feltétel, hogy az öntvény falvastagságai azonosak legyenek függetlenül attól, hogy erre van vagy nincs szilárdsági vagy alakváltozásmerevségi igény. Ugyanis a vékonyabb falvastagság formakitöltése közben gyakran hibák lépnek fel — különösen acélöntvényeknél — sőt a lehülés közben a zsugorodás a vékonyabb részeknél szakadást is eredményezhet.

A hegesztett szerkezeteknél a technológiából ilyen természetű zavaró körülmények nem lépnek fel. A falvastagság csökkentésének technológiai akadályai nincsenek. Természetesen törekedni kell az erővonalak (feszültségvonal) torlódás elkerülése végett arra, hogy a hirtelen keresztmetszetváltozásokat elkerüljük. A technológiai hibák figyelembevétele az öntött alkatrészeknél nagyobb biztonsági tényezővel — és ennek megfelelően nagyobb keresztmetszettel — való számolást, és gyártmányelkészítést jelent. Az öntvények gyakori hibáit; a zárványokat, a lunkereket főleg a vastagfalú, ill. a bonyolult öntvényekben nehéz figyelembe venni.

Tehát a célszerű keresztmetszet kialakításnak (de nem egyszer már magának a keresztmetszetenövelésnek is) az öntéstechnológiai sajátosságok gátat szabnak. A nagy szelvényű vagy bonyolult szelvények leöntését, a minták, a magok nagyon megdrágítják, és emellett növelik a hibalehetőségeket. A szilárdságtani igények, és az öntéstechnológiai sajátosságok ellentmondását a gyakorlati életben nem mindig sikerül feloldani.

A hegesztési varratokat gyengítő hibákat szintén szükséges figyelembe venni, de a keresztmetszetkialakítások széles köre lehetőségei ebben az esetben nem szabnak határt annak, hogy az igénybevétel jellegéhez optimálisan idomul kialakítást hozzuk létre. Így nem keresztmetszetenöveléssel, hanem kedvezőbb — a szerkezeti elemek közötti egyenlethez — igénybevételi eloszlással biztosíthatjuk a terhelés felvételét.

A bevezetőben már említettük, hogy az „anyagtakarékos” méretezés nem feltétlen jelenti azt, hogy egyben „gazdaságos” is. A szerkezeti anyag súlymegtakarítása nem minden esetben jár együtt az önköltségcsökkenéssel, mert megtörténhet, hogy a kiválasztott profil egységára olyan drága, hogy a súlymegtakarítás ellenére önköltségnövekedés következik be.

A továbbiakban levezetés nélkül közöljük azokat az összefüggéseket, amelyek segítségével lehetőségünk van a különböző alakú alkatrészek, anyagköltségek meghatározására. Megemlítjük, hogy az összefüggések levezetésénél a terhelés okozta feszültség és alakváltozás egyenleteiből indultunk ki, majd összhangban a kiindulási elképzelésünkkel figyelembe vettük a megfelelő profil egységárát is. A végképletek levezetése közben bizonyos jellemzőket (pl. nyomaték, alakváltozás, rugalmassági modulus stb.) az összehasonlítás miatt számértékekkel helyettesítettük be. Ez a megoldás a használhatóságot nem befolyásolja.

Húzásra igénybe vett különféle szelvények költségösszehasonlítása a

$$Q = \frac{FL\gamma b}{1000} \frac{k}{\sigma_B}$$

összefüggéssel történhet, ahol

Q a szükséges anyagköltség,

F a terhelő erő,

L az alkatrész hosszmerete,

γ az anyag fajsúlya,

b a biztonsági tényező,

k az anyag egységára, Ft/kp,

σ_B az alkalmazott szerkezeti anyag szakítószilárdsága.

Megállapítható, hogy az összehasonlítást a különböző nagyságú

$\frac{k}{\sigma_B}$ hányadosok alapján értékelhetjük.

Hajlításra igénybe vett különféle szelvények költségösszehasonlítása a kialakuló feszültségek alapján.

Kör keresztmetszetű tartónál

$$Q = 2450 \frac{k}{\sigma^{2/3}}$$

Négyzetkeresztmetszetnél:

$$Q = 2200 \frac{k}{\sigma^{2/3}}$$

Téglalap esetén $\left(\frac{b}{h} = 2 \text{ felvételnél}\right)$:

$$Q = 1750 \frac{k}{\sigma^{2/3}}$$

I szelvénynél

$$Q = 615 \frac{k}{\sigma^{2/3}}$$

U szelvénynél

$$Q = 745 \frac{k}{\sigma^{2/3}}$$

L szelvénynél

$$Q = 1520 \frac{k}{\sigma^{2/3}}$$

T szelvénynél

$$Q = 1720 \frac{k}{\sigma^{2/3}}$$

Az összefüggésekben σ a megengedett feszültség értéke. Lehajlásra méretezett különféle szelvények költségösszehasonlítása azonos alakváltozást feltételezve:

Kör keresztmetszet esetén:

$$Q = 27,2k.$$

Négyszögszelvénynél:

$$Q = 27k.$$

A $\frac{b}{h} = 2$ oldalarányú keresztmetszetnél:

$$Q = 24,5k.$$

A szabványos I szelvénynél:

$$Q = 5,6k.$$

Az U profilnál

$$Q = 6k.$$

A szabványos L szelvény alkalmazása esetén:

$$Q = 11,1k.$$

A T profilnál:

$$Q = 13k.$$

A lehajlásra meghatározott költségösszehasonlítás egyszerű arányképzéssel elvégezhető a fenti összefüggések figyelembevételével.

Különféle szelvények költségösszehasonlítása azonos csavaróigénybevétel okozta feszültség figyelembevételekor.

Kör szelvénynél:

$$Q = 182 \frac{k}{\tau^{2/3}}$$

Négyzetszelvény esetén:

$$Q = 222 \frac{k}{\tau^{2/3}}$$

A $\frac{b}{h} = 2$ oldalarányú téglalapnál:

$$Q = 252 \frac{k}{\tau^{2/3}}$$

Az I, U, és L szelvényű alkatrészek csavarásra nem alkalmasak, ezeket nem vizsgáljuk.

A megengedett elcsavarodási szögre méretezett szelvények költségösszehasonlítása (azonos alakváltozást feltételezve!).

Kör szelvénynél:

$$Q = 10,2k.$$

Négyzetkeresztmetszetnél:

$$Q = 11k.$$

A $\frac{b}{h} = 2$ oldalarányú téglalapnál:

$$Q = 12,2k.$$

Kihajlásra méretezett különféle szelvények költségösszehasonlítása, azonos alapjellezők felvételével. Körkeresztmetszetnél:

$$Q = 1,92k.$$

Négyzetszelvény esetén:

$$Q = 1,88k.$$

A $\frac{b}{h} = 2$ oldal arányú téglalapnál:

$$Q = 2,67k.$$

Az előzőekben értelmezett összefüggések alkalmat adnak az összehasonlításra. Természetesen a konkrét szerkezeti kialakítás tervezésénél az önköltségszámítást is egyértelműen kell meghatározni. Ilyenkor nem elégedhetünk meg csak összehasonlító értékeléssel.

Az alkatrészek gazdaságos elkészítésének technológiai vizsgálata. Az előző fejezetben geometriailag könnyen meghatározható (kör, négy- szög-, körgyűrű- stb.) keresztmetszetű, és szabványos méretű (I, T, U stb. szelvényű) termékekből kialakított alkatrészek anyagtakarékos és gazdaságos méretezésével foglalkoztunk. A gyártmányok többsége ezektől eltérő geometriájú és szerkezeti kialakítású. Ezeknél lényegében a szerkezeti-kialakítás határozza meg az elkészítésnél alkalmazható technológiát, és ennek következményeként a gazdaságosságát. A gyártmányok gazdaságosabb előállítása — a költségek csökkentésének tényezői — az anyagtakarékosság, a nagyobb termelékenység, a kisebb munkaidő és munkabér, az energiatakarékosság függvényei. A gyártmány elkészülési, átfutási idejére van kihatással — de a gazdaságot is befolyásolják — az elkészítésnél alkalmazott műveletek célszerű sorrendje és száma, a gépesítés és automatizálás, a munkaszervezési és irányítási megoldások. A gyártmányok megbízhatóságának növelése, a szerkezeti anyagok minőségének javulása közvetlenül összefügg az üzemközbeni meghibásodások és törések kiküszöbölésével, a nagyobb kopásállósággal, a hőmérsékleti vagy korróziós hatásokkal szembeni ellenállóképességének növekedésével, az alkatrészek igénybevételének kielégítésével és a tervezett élettartam biztosításával.

Végső fokon a korszerű gyártmányok a minőségjavulás mellett a gyártási költség és időcsökkenés igényeit is kielégítik. Ez a tervezés és a technológia összhangjával valósítható meg.

A továbbiakban áttekintjük azokat a tényezőket, amelyeknek jelentős a költségeket befolyásoló szerepük.

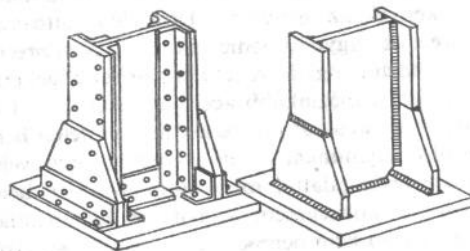
1. **Súlycsökkenés** (tömegcsökkenés). Ennek megvalósítására három lehetőséget említünk meg: *a)* Az igénybevétel viselésére alkalmasabb szerkezeti anyag felhasználása. Ha az anyagszerkezeti jellemzők kedvezőbbek, akkor kisebb lehet az alkatrész súlya; *b)* A célszerűbb szerkezeti elrendezés megvalósítása (a szerkezeti elemek közötti kedvezőbb teherviselés miatt!) közvetlenül csökkenti az alkatrészek súlyát; *c)* A különböző alkalmazható technológiák összehasonlítása alapján is lehetséges súlycsökkentést elérni.

Az első két lehetőséget az előzőekben szilárdságtanilag már részletesen elemeztük. Megjegyezzük, hogy a két lehetőség között kapcsolatot találhatunk akkor, ha meghatározott terhelésre vizsgáljuk az alkalma-

zott anyagokat és különböző szerkezeti kialakításokat értékelünk. Erre láttunk egyszerű példákat a 14.1. táblázatban és a hozzá tartozó magyarázatban.

A harmadik súlycsökkentési lehetőség értékelésére a 14.16. ábrán szegecselt és hegesztett oszlopfő-kialakítás összehasonlítását mutatjuk be. A súlycsökkenés a hegesztett kivitel esetén minden különösebb magyarázat nélkül belátható.

A költségeket befolyásoló tényezők további vizsgálatánál ez a példa is alkalmas az értékelésre, és összehasonlításra.



14.16. ábra. Szegecselt és hegesztett oszlopkialakítás összehasonlítása

2. **Üzembiztonság.** A különböző technológiák összehasonlítása során döntő fontosságú az alkatrészek igénybevételének kielégítése és a tervezett élettartam biztosítása. Ezek leglényegesebb meghatározója az alkalmazható szerkezeti anyagok eltérő tulajdonságai. Az 5. fejezetben említett anyagszerkezeti tulajdonságok és jellemzők figyelembevétele alapvetően fontos. Az összehasonlítás lényeges vonásainak kiemelésére az öntvényeket és a helyettesítő hegesztett alkatrészek alapanyagainak eltérő tulajdonságait vizsgáljuk. A két különböző technológiával kialakított szerkezetenél jelentősen eltérő a törési viselkedés. Ez az öntöttvas és az acél közötti rugalmas és képlékeny alakváltozási képességben mutatkozó nagy eltéréssel magyarázható.

Nagy igénybevételű hegesztett szerkezetekhez az anyag megválasztásakor a körülményeket nagy gonddal figyelembe kell venni. Csak olyan anyag jöhet számításba, amelyik rideg törésre nem hajlamos csillapított, öregedésálló, kis átmeneti hőmérsékletű szívós acélok. Ezeknél az anyagoknál a folyáshatárt elérő (és túlhaladó) igénybevételeknél először csak helyi jellegű belső elcsúszásokkal induló képlékeny alakváltozás jelentkezik. Az alkatrész törése (az anyag szerkezet tönkremenetele) csak viszonylag nagymértékű alakváltozás után következik be. Amennyiben a

folyási határt meghaladó igénybevétel csak egyes szerkezeti helyeken — a feszültséggyűjtő helyeken — jelentkezik, akkor az itt bekövetkező alakváltozások a feszültegeloszlás kiegyenlítődéését is előidézhetik. A rideg törésre nem hajlamos anyagok az igénybevétel térben vagy időben bekövetkező változásaira nem érzékenyek, és a hőmérséklet csökkenésével szemben is ellenállóak.

Megemlítjük, hogy a hegesztési varratok szilárdsági tulajdonságai a korszerű hegesztési eljárásoknál fedettívű, védőgáz, ellenálláshegesztési stb. módszereknél eléri, sőt túlhaladja az alapanyagok tulajdonságait.

A rideg anyagok (pl. szürke öntvény) úgyszólván maradó alakváltozás nélkül törnek, érzékenyek az igénybevétel hirtelen változásaira, a feszültséggyűjtő helyekre és a nagyobb hőmérséklet-csökkenésre.

Szükséges vizsgálni a technológiai eredetű hibalehetőségeket. Az öntvények — akár szürkeöntés, méginkább acélöntés esetén — ritkán készíthetők el hibamentesen. A hibák egy része a külső felületen helyezkedik el, vagy a forgácsoló megmunkálás során szemmel észrevehető, vagy roncsolásmentes anyagvizsgálattal megállapítható. Ezekben az esetekben — néhol nehezen és költségesen — javítással megmenthetők az öntvények, vagy végleges selejtként nem kerülnek beépítésre. Azok a hibák, amelyekkel nem tudunk felfedni állandó bizonytalanságot, törésveszélyt jelentenek. Ez nemcsak azért jelent veszélyt, mert a belső hibák gyengítik az igénybevehető keresztmetszetet, hanem mert feszültséggyűjtő helyként szerepelnek. Ez utóbbi főleg az acélöntvényeknél okozhat jelentős feszültséggyűjtő hatást — a szürkeöntvény bemetszési érzékenységét csökkenti a szövetszerkezet grafitátláinak kiegyenlítő hatása.

A hegesztett varratok hibái (a gyökhiba, a salak és gázzárványok, a repedések stb.) általában könnyebben vizsgálhatók és gyakorlatilag majd minden esetben javíthatók. Amint azt már említettük a varratok nagy szilárdságúak, és mivel szívósságuk a törésekkel szemben védelmet nyújtanak nagyon sok esetben ezért alkalmazzák a hegesztett kialakítást az öntött alkatrészek helyett. Feltétlenül ki kell emelnünk a tervező körültekintő feladatát a hozaganyag kiválasztásakor, amelynek alkalmazkodnia kell az alapanyaghoz, a várható igénybevételhez és a hegesztési technológiához. Továbbá ismernie kell a hegesztési zsgorodások és feszültségek alapvető törvényszerűségeit, azok hatásait és kiküszöbölésük lehetőségeit (7. fejezet).

Gazdasági kihatása van a különböző különleges üzemviszonyok figyelembevételének is. Példaképpen említjük meg az egymáson elcsúszó alkatrészek felületeinek súrlódással szembeni ellenállóképességének igényét. Az öntöttvasnak kedvezőbbek a csúszási tulajdonságai, mint a hegesztett szerkezeteknél általában felhasznált acélanyagok csúszási

tulajdonságai. Ma már elterjedt az a hegesztéstechnológia — az ún. felrakóhegesztés módszere — amely szerint a kopásnak kitett helyen egy viszonylag kopásálló (ötvözött) réteget hegesztünk fel.

Más eljárás szerint a kopásnak kitett felületi részeket ötvözött, nagy keménységű kopásálló anyagból készítik és ezeket olcsóbb anyagú alkatrésztesthez hegesztik hozzá.

Az üzembiztonság érdeke, és a költségkihatás csökkentése megfelelő elemzéssel összhangba hozható. Ezért a tervezőtől körültekintő munkát igényel.

3. Anyagköltségek. Az anyagköltségek értékelését elvégezhetjük a kész-gyártmány súlyára vonatkoztatva, de ezenkívül még a hulladékmennyiség szintjét is vizsgálni kell. Öntvénynél a leöntött darab, hegesztésnél pedig a táblalemez, rúdacél, idomacél stb. jelenti a kiindulási súly nagyságát. Öntésnél az öntőfejek a felöntések súlya, valamint az utólagos megmunkálással — például a forgácsolással — leválasztott anyagrészek jelentik a hulladékot. Az öntvények anyagszükségletéhez hozzá tartoznak a formázáshoz szükséges anyagok, a formahomok és más különleges poralakban felhasznált anyag.

Az öntvényekkel szemben a hegesztett szerkezetek jelentős anyagmegtakarítást jelentenek. Mivel többnyire lemeztáblából, rúdból és más félkésztermékből leszábással nyerjük a felhasznált anyagmennyiséget, ezért a lehető legjobb anyagkihasználást gondos lemezkihasználási terv alapján kell elvégezni. Ha nem írunk elő nagyon szigorú tűrést, úgy a megmunkálási ráhagyások általában jóval kisebbek, mint az öntvényeknél. Megjegyezzük, hogy a leszábásnál keletkezett hulladékot többnyire fel lehet használni más célokra. A hegesztésnél a kialakított varratérfogattal arányos mennyiségű járulékos anyagköltségek jelentkeznek; így például az elektródok, védőgáz, fedőpor stb. költségei. Már tettünk említést arról, hogy a túlzott, a „biztonságos”-nak vélt varratkeresztmetszet nem előnyös szilárdságtani szempontból, most gazdasági oldalról nézve is ugyanaz a megállapításunk; lehetőleg minél kedvezőbb és minél kisebb varratkeresztmetszetet kell előírni. Azt is megemlítjük, hogy a hegesztett szerkezeteknél felhasznált alapanyag egységára általában kisebb, mint az öntvény-alapanyagé, tehát a gyártmány önköltsége eszerint is csökken a hegesztett kivitel megvalósítása esetén.

4. A gyártóeszközök költsége. Az öntvények árának egyik legjelentősebb összetevője a mintaköltség. Mivel ennek kihatása a gazdaságosságra jelentős és nagymértékben függ a gyártandó darabszámtól, az öntvények méreteitől és bonyolultságától, ezért az utóbbiak figyelembevétele sorsdöntő jelentőségű az öntési technológia alkalmazásának vizsgálatánál.

Megemlítjük, hogy a minták raktározási és javítási költségei sem

méret. Az ezekhez tartozó darabszámokat mértük fel a függőleges tengelyre a 19.1. ábrán.

Határméret a méret megengedett két határa, amelyek között a tényleges méretnek el kell helyezkednie, vagy amelyekkel legfeljebb egyenlő lehet.

Felső határméret (FH) a nagyobbik határméret.

Alsó határméret (AH) a kisebbik határméret.

Közepes méret a felső és az alsó határméret számtani középértéke:

$$M = \frac{1}{2} (FH + AH).$$

Elvileg ez a méret fejezi ki a szerkesztő elgondolását, ezért kívánatos, hogy az alkatrész tényleges mérete ezt minél jobban megközelítse.

Eltérés (méreteltérés) valamely méret és az alpméret különbsége; ez pozitív, nulla vagy negatív lehet. Tényleges eltérés a tényleges méret és az alpméret különbsége.

Határeltérés valamely határméret és az alpméret különbsége.

Felső határeltérés a felső határméret és az alpméret különbsége ($FE = FH - N$).

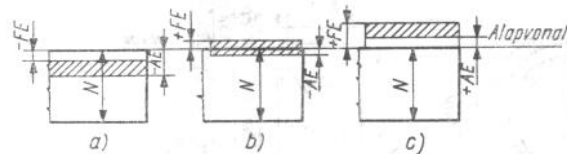
Alsó határeltérés az alsó határméret és az alpméret különbsége ($AE = AH - N$).

Alpeltérés a két határeltérés közül az, amelyik a tűrésmező fekvését az alapvonalhoz képest meghatározza. A szabványos tűrés és illesztés rendszerben ez az alapvonalhoz közelebb eső (kisebb abszolút értékű) határeltérés (E).

Tűrés a méretszóródás megengedett nagysága és határainak az alpmérethez viszonyított elhelyezkedése.

Tűrésnagyság (tolerancia) a felső és az alsó határméret különbségének, ill. a felső és az alsó határeltérés algebrai különbségének abszolút értéke ($T = FH - AH$).

Tűrésmező a tűrésnagyságot ábrázoló sáv. Ábrázolásakor a tűrésmező szélességét és az alapvonalhoz viszonyított elhelyezkedését erősen



19.3. ábra. Tűrésmérő egyszerűsített ábrázolása

a) alapvonal alatt elhelyezkedő esetben; b) alapvonalat közrefogó esetben; c) alapvonal felett elhelyezkedő esetben

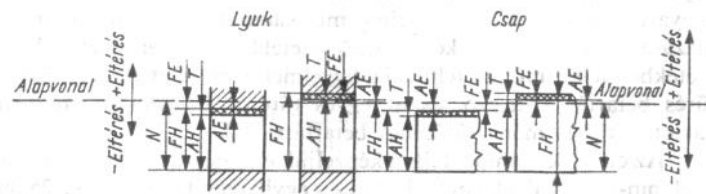
nagyított léptékben szokás feltüntetni. A 19.3. ábra az egyszerűsített ábrázolást mutatja.

Alapvonal (nullavonal) a tűrések és illesztések ábrázolásakor az alpméretnek megfelelő vonal, amelytől az eltéréseket mérjük (19.3. ábra). Ha az alapvonal vízszintes helyzetű, úgy a pozitív eltéréseket felfelé, a negatívokat lefelé mérjük.

Tűrészett méret olyan méret, amelynek mindkét határmérete megadott. A tűrészett méret előírható:

- a névleges mérettel és a szabványos tűrésjellel (pl. $\varnothing 70 H7$);
- a névleges mérettel és a hozzá írt felső és alsó határeltéréssel (például $\varnothing 80^{+0,0}_{-0,0}$).

Tűrészett munkadarabok jellemzőit mutatja a 19.4. ábra. Az ábrán megadtuk az előzőekben értelmezett alapfogalmak geometriai jelentését az előjeleket is figyelembe véve.



19.4. ábra. Tűrészett munkadarabok

Tűrészetlen méret olyan névleges méret, amely mellett nincs tűrés megadva. Ilyenkor általános előírás adható (MSZ 14–, MSZ 7841).

Tűrés technikai számítások. Egy alkatrésznek egymásután következő tűrészett méreteit vagy több egymásután szerelt tűrészett alkatrészszorozatának egymásutánját tűrésláncnak nevezzük.

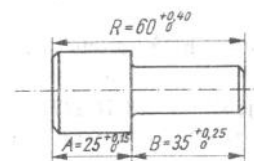
Az ezekkel végzett számításokra — amelyeket tűrés technikai számításoknak nevezünk — a megmunkálás, az elkészíthetőség szempontjai, ill. a helyes működés igénye miatt van szükség.

A tűrés technikában kétféle méretet különböztetünk meg: az összetevő és eredő méretet. Azokat a méreteket, amelyek alapján a munkadarab elkészül (tehát mérésel ellenőrzik) összetevőknek nevezzük. Az összetevő méretek elkészítése után (tehát nem mérjük, hanem a többi elkészített méretből kiadódik) kapjuk az eredő méretet, ami vagy mint összeg, vagy mint különbség jelentkezik.

A méret fajtáját tehát kizárólag és egyedül az dönti el, hogy a gyártáskor a méret kiadódik-e vagy nem, ha kiadódik, akkor eredő, egyéb-

ként összetevő. Ez vonatkozik az egymásután szerelt tűrésezett alkatrészek eseteire is.

A túlhatározott méretmegadást (ugyanazt a méretet kétféle módon előírva) nemcsak a beméretezésnél, hanem a tűrések megadásánál is el kell kerülni. A 19.5. ábrán például nem szabad megadni az R méretet, mert az a $A+B$ összetevők összeadásából származik. A teljes hosszúság megadása félrevezető lenne, mert azt jelentené, hogy a műhely ennyire is elkészítheti. Ez a méret azonban csak akkor adódhat ki, ha mindkét összetevő (A és B) méretét a felső határértékével készítjük el, egyszerre az R mérettel. Az ilyen megvalósításnak bár elméletileg elképzelhető, a gyakorlatban nincs létjogosultsága. A túlhatározott méretmegadás és tűréselőírás növeli a gyártási költségeket, a selejtes munkadarabok számát, ezért alkalmazása csak kivételes, kényszerítő esetekben megengedett. Az ilyen esetekben felirattal kell felhívni a figyelmet arra, hogy minden megadott tűrés betartás kötelező, és az egyes tűrések betartása nem mentesít valamely másik méret tűrésének betartása alól.

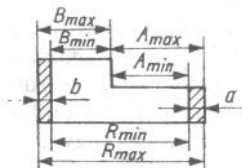


19.5. ábra. Túlhatározott méretmegadás

Az előzőek számpéldájára képzeljük el, hogy az alkatrész leszába 60,4 mm-re készült el a műhelyben. Az egyik méretet (pl. A -t) a 25 mm-es alsó határon készítjük el, ez természetesen a rajz alapján megengedett. Ekkor a harmadik méretre $B = 35,4$ mm maradna, amely már nem engedhető meg, így ez az alkatrész már nem használható. A három értéket tehát együttesen nem szabad megadni, hanem csak kettőt mint összetevőt; a harmadik kiadódik mint eredő méret.

A tűrésszámítási feladatok négy alapesetre vezethetők vissza. Az egyes esetekben felírt egyenletekben az előírt összetevő méreteket A , B , C -vel, ezek tűréseinek nagyságát a , b , c -vel, az eredő méretet R -rel és ennek tűrésnagyságát r -rel jelöljük.

A tűrésszámítási feladatok négy alapesetre vezethetők vissza. Az egyes esetekben felírt egyenletekben az előírt összetevő méreteket A , B , C -vel, ezek tűréseinek nagyságát a , b , c -vel, az eredő méretet R -rel és ennek tűrésnagyságát r -rel jelöljük.



19.6. ábra. Összetevők összeadása

1. Az eredő az összetevők összeadásából származik (19.6. ábra):

$$R_{\max} = B_{\max} + C_{\max};$$

$$R_{\min} = B_{\min} + C_{\min}.$$

Az eredő méreteltérései az összetevők megfelelő méreteltéréseinek összeadásából származhatnak.

2. Az eredő tűrése minden esetben az összetevők tűréseinek összegével egyenlő, ez a tűrésnagyságok közötti összefüggés: $r = b + c$.

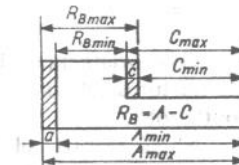
Ezt az egyenletet a fenti egyenletek kivonásával kapjuk meg, és ez adja az értelmezését is.

2. Az eredő az összetevők kivonásából származik (19.7. ábra):

$$R_{\max} = A_{\max} - C_{\min};$$

$$R_{\min} = A_{\min} - C_{\max}.$$

Tehát a második összetevő (c) ellenkező méreteltéréseit kell az első (A) összetevő méreteltéréseiből kivonni. A tűrésnagyságok között felírható az $r = a + c$ összefüggés.



19.7. ábra. Összetevők kivonása

3. A keresett összetevő az első összetevő és az ismert eredő összege (19.8. ábra):

$$B_{\max} = A_{\min} + R_{\max};$$

$$B_{\min} = A_{\max} + R_{\min}.$$

A keresett összetevő méreteltéréseinek meghatározásánál az ellenkező eltérések összeadását kell elvégezni.

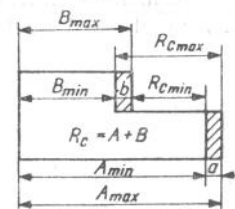
Ebben az esetben is:

$$r = a + b.$$

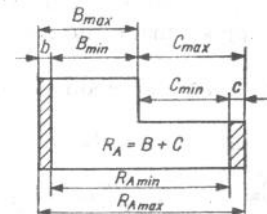
4. A keresett összetevő az ismert eredő és az első összetevő különbsége (19.9. ábra):

$$B_{\max} = R_{\max} - A_{\max};$$

$$B_{\min} = R_{\min} - A_{\min}.$$



19.8. ábra. Az eredő segítségével meghatározható összetevő



19.9. ábra. Az eredő segítségével meghatározható összetevő

Az eredő méreteltéréseiből kell kivonni az első összetevő megfelelő méreteltéréseit, így kapjuk a keresett összetevő jellemzőit.

A tűrésnagyságokra most is felírható, hogy:

$$r = a + b.$$

Gyakorlatképpen bemutatunk néhány tűréstechnikai számítást.

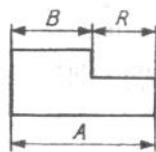
A tűréstechnikai feladatok megoldása mindig három mozzanatra bonthatók:

a) először azt kell megállapítani, hogy a feladatban melyik mérete az eredő és melyik az összetevő;

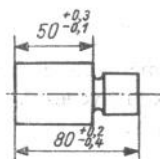
b) felírjuk az eredő határméreteit kifejező egyenleteket az eredőre kifejezve;

c) az egyenletet megoldjuk a keresett tagra, és azt számszerűen meghatározzuk.

Mekkora adódik a 19.10. ábrán beméretezett alkatrész csap-hossza?



19.10. ábra.
Számpélda



19.11. ábra.
Tűréstechnikai
vázlat

Megoldás: az ábrán megadott méretek elkészítendő, tehát össze-
tevő méretek. (A 19.11. ábrán elkészítettük a tűréstechnikai számítás-
szükséges vázlatot.) A csap hossz méretét a megadott méretek elkészítése
után kapjuk, tehát eredő méret. Ennek megfelelően jelöltük a vázlaton
R-rel.

Egyenletek az eredő meghatározására

$$R_{\max} = A_{\max} - B_{\min} = 80,2 - 49,9 = 30,3;$$

$$R_{\min} = A_{\min} - B_{\max} = 79,6 - 50,3 = 29,3.$$

Az alaplármérettel és a határeltérésekkel felírva:

$$R = 30^{+0,3}_{-0,7}.$$

Ellenőrzés: Az eredő tűrése az összetevők tűréseinek összegével
egyenlő:

$$r = a + b,$$

ahol:

$$r = +0,3 - (-0,7) = 1,0;$$

$$a = +0,2 - (-0,4) = 0,6;$$

$$b = +0,3 - (-0,1) = 0,4.$$

értékeket helyettesítve:

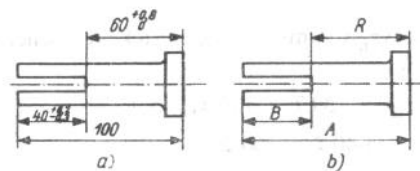
$$1,0 = 0,6 + 0,4.$$

A feladattól függetlenül megjegyezzük, hogy ugyanazon méretha-
tárok különböző névleges (alap) mérettel is megadhatók. A felső határ-
értéket (a legnagyobb méretet) meghatározó méreteltérést felül, az alsó
határértéket (a legkisebb méretet) meghatározó méreteltérést alul írjuk
a névleges mérethez képest. Lényeges az esetleges átírásnál, hogy a felső
határérték a névleges méret és a felső eltérés összege, az alsó határérték
a névleges méret és az alsó eltérés összege legyen.

Ilyen méretszerinti átírás például a:

$$30^{+0,3}_{-0,7} = 29,5^{+0,8}_{-0,2} = 30,3^{+0}_{-1,0} = 30,5^{+0,2}_{-0,9} \text{ stb.}$$

Könnyen belátható, hogy ez a méretszerinti átírás az elkészíthetőség és
majd a működés szerinti is egyenértékű.



19.12. ábra. Számpélda

Milyen tűrésű 100 mm hosszú anyagból induljunk ki a 19.12. ábrán
beméretezett villás csapszeg elkészítésénél, hogy a megadott $40^{+0,2}_{-0,3}$ mé-
ret elkészítése után a 60 méret $^{+0,8}_{-0,8}$ tűréssel adódjék ki?

Megoldás: az alkatrészt felvázolva jelöljük az összetevőket A-val
és B-vel, az eredőt pedig R-rel (19.12b ábra).

Mivel összetevő méret tűrését kell meghatározni, ezért először arról kell meggyőződni, hogy van-e egyáltalán a feladatnak megoldása? Más szóval: nem áll-e fenn tűréshiány a keresett összetevőnél?

$$r = a + b,$$

ebből:

$$a = r - b,$$

ahol:

$$r = +0,8 - 0 = 0,8;$$

$$b = +0,2 - (-0,3) = 0,5;$$

vagyis:

$$a = 0,8 - 0,5 = 0,3.$$

Az eredményt értékelnünk kell. Ha az eredmény negatív lenne, úgy tűréshiány van, a feladatnak nincs gyártástechnológiai megoldása.

Az A méret mint látjuk pozitív, tehát valóságos távolság, abszolút értéke pedig elegendő nagy arra, hogy valamely választott megmunkálási eljárással pl. marással elkészíthető legyen. A példának tehát van technológiai megoldása, az elkészítés megvalósítható.

Ezután felírhatjuk az eredő maximumára, ill. minimumára az egyenleteket:

$$R_{\max} = A_{\max} - B_{\min};$$

$$R_{\min} = A_{\min} - B_{\max}.$$

A keresett ismeretlent kifejezve, valamint a számértékeket behelyettesítve:

$$A_{\max} = R_{\max} + B_{\min} = 60,8 + 39,7 = 100,5;$$

$$A_{\min} = R_{\min} + B_{\max} = 60 + 40,2 = 100,2.$$

Az alpmérettel és a határeltérésekkel felírva:

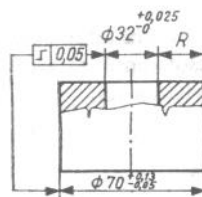
$$100 \begin{smallmatrix} + \\ - \end{smallmatrix} 0,5 \\ +0,2.$$

Ellenőrzés:

$$r = a + b;$$

$$0,8 = 0,3 + 0,5.$$

A 19.13. ábrán közel szimmetrikus munkadarab esztergált és fúrt felületének tengelyvonala között 0,05 külpontosságot tudunk biztosítani. Kérdés, mennyi a falvastagság (R) méreteltérése?



Megoldás: A külső esztergált felület sugarának és a furat sugarának tűrése fele akkora, mint az átmérőké:

$$A = \frac{70 \begin{smallmatrix} +0,13 \\ -0,05 \end{smallmatrix}}{2} = 35 \begin{smallmatrix} +0,065 \\ -0,025 \end{smallmatrix},$$

$$a = 0,090$$

$$B = \frac{32 \begin{smallmatrix} +0,025 \\ -0 \end{smallmatrix}}{2} = 16 \begin{smallmatrix} +0,025 \\ -0 \end{smallmatrix};$$

$$b = 0,0125.$$

Ezek különbsége adja a gyűrűtest falvastagságát, a szigorúan egy egyenesbe eső tengelyek esetén (R_0)

$$A = 35 + 0,065 - 0,025$$

$$- B = -16 + 0, -0,0125$$

$$R_0 = 19 + 0,065 - 0,0375$$

$$t = +0,050 - 0,0500$$

$$R = 19 + 0,115 - 0,0875$$

a minimumból levonjuk, a maximumhoz pedig hozzáadjuk az egytengelyűség tűrését (t).

Tehát:

$$R = 19 \begin{smallmatrix} +0,115 \\ -0,0875 \end{smallmatrix} \quad r = 0,2025,$$

és az ellenőrzés:

$$r = a + b + 2t = 0,09 + 0,125 + 2 \cdot 0,05 = 0,2025.$$

Az eddigiek azokra az esetekre vonatkoztak, amelyeknél három (vagy erre visszavezethető) méret szerepel a méretláncban. Ezeknek általánosítása — amikor több méret van a méretláncban, és nem vezethető vissza az alapesetekre — megtalálható az irodalomban.

19.13. ábra.
Szám példa

Ha általánosságban a méretlánc növelő tagjait I-gyel, a méretlánc csökkentő tagokat II-vel jelöljük, akkor a következő összefüggések írhatók fel:

$$R_{\max} = \sum I_{\max} - \sum II_{\min}$$

és

$$R_{\min} = \sum I_{\min} - \sum II_{\max}$$

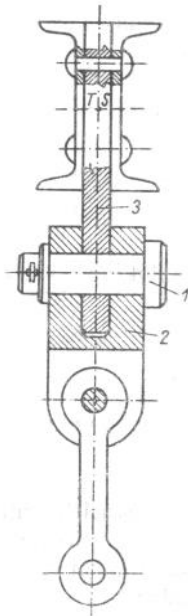
A zárótag (eredő) legnagyobb méretét (R_{\max}) úgy számíthatjuk ki, hogy a méretláncot növelő tagok legnagyobb méreteinek összegéből levonjuk a méretláncot csökkentő tagok legkisebb méreteinek az összegét.

A zárótag (eredő) legkisebb méretét úgy számíthatjuk ki, hogy a méretláncot növelő tagok legkisebb méreteinek összegéből levonjuk a méretláncot csökkentő tagok legnagyobb méreteinek összegét.

Ellenőrzésre alkalmas az

$$r = R_{\max} - R_{\min}$$

összefüggés, ahol r eredő tűrés az összetevők tűréseinek (t_i) összegével egyenlő: $r = \sum t_i$.

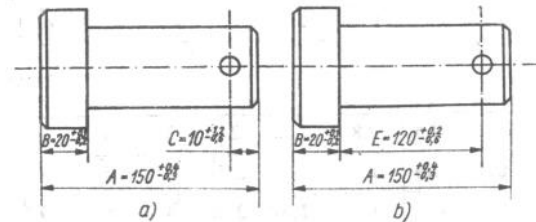


19.14. ábra. Összetett szerkezet
1. csapszeg; 2. villa; 3; tartóvas

Az irodalomban ugyancsak megtalálható a méretláncban lévő tűrésezett méret helyettesítése ugyanabban vagy egy másik méretsorban lévő mérettel a tűrések változatlansága mellett. Az ilyen átszámítási munkának nemcsak gyártási, hanem mérés technikai (ellenőrzési) előnyei is vannak. Ennek bemutatására a következő feladat alkalmas.

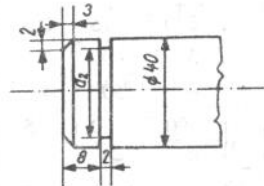
A 19.14. ábrán látható szerkezet csapszegét szemlélteti a 19.15. ábra. A 19.15a és b ábrákon különböző méretláncú eseteket mutatunk be. Az a ábra szerinti méretlánc felépítését nem indokolja semmi. A C jelzésű méret megadása és tűrésezése sem gyártási, sem mérés technikai szempontból nem magyarázható. A b ábrán látható méretezési eset indoka a könnyen belátható gyártási és mérés technikai előnyökön kívül az, hogy az E jelzésű méret kapcsolódik különböző alkatrészekhez, tehát az üzemi fontossága felette áll a C jelzésű méretnek,

ezért indokolt, hogy kiemelten kezeljük méretmegadás szerint az E méretet. Természetesen az a és b ábrák méretláncai tűrés technikai számítás szerint egyenértékűek.



19.15. ábra. Méretlánc megadásának lehetőségei

A nemzetközi tűrés és illesztésrendszer. Az eddigiekben a tűrés fogalmát a szabvány szerint adtuk meg, de a méretszóródás nagyságát és határainak az alpmérethez viszonyított elhelyezkedését önkényesen felvett adatokkal jellemeztük. Ilyen a 19.16. ábra csapjának rögzítőgyűrű horony méretének megadása. A korszerű tervezéssel és a gazdaságos alkatrészgyártással nem egyeztethető össze, hogy a tervező önkényesen adja meg egy-egy méret megkívánt pontosságát. Az előbb említett horony esetén a példában megadott 2 mm méret helyett az MSZ 232-68 szabvány az 1,7 H12 ($1,7+0,100$) értéket írja elő. Megjegyezzük, hogy a d_2 méret tűrését is meghatározza a szabvány ($d_2 = 37,5_{-0,25}^0$).



19.16. ábra. Önkényes méretpontosság megadás

Az előzőek is igazolják annak szükség-szerűségét, hogy a tűrésekre és az illesztésekre vonatkozó előírásokat szabványosították. A gazdaságos gyártás, a cserélhetőség, a kapcsolódó elemek helyes működése megkövetelte a használatos tűrések és illesztések egységesítését és rendszerbe foglalását. A magyar szabványként is elfogadott nemzetközi ajánlás: az ISO tűrés és illesztési rendszer ésszerűen korlátozza a tűrésnagyság és tűréselhelyezkedések (alapeltérések) választékát. A tűrés és illesztésrendszerben a méretek 20 °C alaphőmérsékletre vonatkoznak.

A szabványok meghatározzák:

- az átmérő csoportokat;
- a tűrésnagyságok értékeit;
- az alapeltérések szabványosítását.

Tűrés alapsorozatok

Csoport	Alkalmazás		Mérőműszerek tűrésezése						Gépalkatrészek		
	Minőségjel		01	0	1	2	3	4	5	6	7
	Átmérőcsoport		Tűrésnagyság.								
	felett	-ig									
I. méretcsoport	3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	
	3	6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12
	6	10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15
	10	18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18
	18	30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21
	30	50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25
	50	80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30
	80	120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35
	120	180	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40
	180	250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46
	250	315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52
	315	400	3	5	7	9	13	18	25	36	57
400	500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	
II. méretcsoport	500	630	4,5	6	9	11	16	22	30	44	70
	630	800	5	7	10	13	18	25	35	50	80
	800	1000	5,5	8	11	15	21	29	40	56	90
	1000	1250	6,5	9	13	18	24	34	46	66	105
	1250	1600	8	11	15	21	29	40	54	78	125
	1600	2000	9	13	18	25	35	48	65	92	150
	2000	2500	11	15	22	30	41	57	77	110	175
	2500	3150	13	18	26	36	50	69	93	135	210
III. méretcsoport	3150	4000	16	23	33	45	60	84	115	165	260
	4000	5000	20	28	40	55	74	100	140	200	320
	5000	6300	25	35	49	67	92	125	170	250	400
	6300	8000	31	43	62	84	115	155	215	310	490
	8000	10000	38	53	76	105	140	195	270	380	600

illesztésénél				Durva munkadarabok tűrése						
8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	

µm-ben

14	25	40	60	100	140	250	400	600	1 000
18	30	48	75	120	180	300	480	750	1 200
22	36	58	90	150	220	360	580	900	1 500
27	43	70	110	180	270	430	700	1 100	1 800
33	52	84	130	210	330	520	840	1 300	2 100
39	62	100	160	250	390	620	1 000	1 600	2 500
46	74	120	190	300	460	740	1 200	1 900	3 000
54	87	140	220	350	540	870	1 400	2 200	3 500
63	100	160	250	400	630	1 000	1 600	2 500	4 000
72	115	185	290	460	720	1 150	1 850	2 900	4 600
81	130	210	320	520	810	1 300	2 100	3 200	5 200
89	140	230	360	570	890	1 400	2 300	3 600	5 700
97	155	250	400	630	970	1 550	2 500	4 000	6 300
110	175	280	440	700	1100	1 750	2 800	4 400	7 000
125	200	320	500	800	1250	2 000	3 200	5 000	8 000
140	230	360	560	900	1400	2 300	3 600	5 600	9 000
165	260	420	660	1050	1650	2 600	4 200	6 600	10 500
195	310	500	780	1250	1950	3 100	5 000	7 800	12 500
230	370	600	920	1500	2300	3 700	6 000	9 200	15 000
280	440	700	1100	1750	2800	4 400	7 000	11 000	17 500
330	540	860	1350	2100	3300	5 400	8 600	13 500	21 000
410	660	1050	1650	2600	4100	6 600	10 500	16 500	26 000
500	800	1300	2000	3200	5000	8 000	13 000	20 000	32 000
620	980	1550	2500	4000	6200	9 800	15 500	25 000	40 000
760	1200	1950	3100	4900	7600	12 000	19 500	31 000	49 000
940	1500	2400	3600	6100	9400	15 000	24 000	38 000	61 000

Az 1-től 500 mm-ig terjedő mérettartományt a szabvány 13 átmérő csoportra osztja, az 500–3150 mm közötti névleges átmérőknél 8 csoportot képeztek, és 5 átmérőcsoportot találunk a 3150–10 000 mm mérettartományban (19.1. táblázat). A táblázat az alkalmazás területeit is kijelöli. A táblázat adatai kiterjeszthetők nem hengeres felületekre is. Általános értelemben csapról és lyukról beszélünk. Ilyenkor a szabványos elnevezés szerint:

– Csap az alkatrész minden külmérettel (közrefogott mérettel) megadható elemének általános értelemben használt elnevezése, beleértve a nem hengeres (pl. párhuzamos felületekkel határolt) elemeit is.

– Lyuk az alkatrész minden belmérettel (közrefogó mérettel) megadható elemének általános értelemben használt elnevezése, beleértve a nem hengeres (pl. párhuzamos felületekkel határolt) elemeit is.

A névleges átmérőcsoport és a tűrés minőségének (tűrés-alapsorozatok) ismeretében meghatározhatjuk a szabványos tűrésnagyság (T) értékét μm ben. A tűrésnagyságok szabványosítását, a tűrésmező szélességét (a táblázatban lévő értékeket):

$$T = q \cdot i$$

szorzatból határozták meg. A tűrésminőséget q szorzószám, az alkatrész méreteit i tűrésegység veszi figyelembe.

A tűrés minősége azt fejezi ki, hogy a szabványos rendszerben bármely alpmérethez tartozó tűrésnagyságok egyforma pontossági szinten készülnek el, akkor ha a tűrés alapsorozatát nem változtatjuk meg. Egy-egy alapsorozat jelölése IT (ISO Tolerancia) betűjellel és a megfelelő minőségi számjel mellírásával történik. A számjel azt jelzi, hogy az alkalmazott mértani számsor hányadik tagjáról van szó. Az ISO szabvány olyan ún. *Renard*-sort alkalmaz, amelynek sorhányadosa megközelítően 1,6-del egyenlő (pontosan 1,5849 az értéke).

(Érdekességképpen megemlítjük, hogy az olyan mértani sor esetén, amelynek sorhányadosa 1,618 a két szomszédos tag összege a következő taggal egyenlő. Ez pedig kapcsolatban van az ókorban is ismert és alkalmazott aranymetszés szabályával.)

Ez azt jelenti, hogy azonos átmérőcsoporton belül, az egyes tűrésminőségek tűrésmező nagysága kb. 60%-kal nagyobb mint az előtte levő kisebb tűrésmezőé. Az általános gépszerkezeteknél szokásos IT5–IT11 fokozatok q szorzószám értékeit a 19.2. táblázat tartalmazza.

Az előzőek nagyon lényegesek a számunkra mivel, közvetlen kapcsolatban vannak az alkatrész megmunkálásával. A tűrés nagysága jelentősen függ a gyártási eljárás megmunkálás finomságától. A finomabb megmunkálás kisebb, a durvább megmunkálás csak nagyobb mérethata-

rok betartását teszi lehetővé. Az indokolatlanul előírt finomabb tűrés megvalósítása nagymértékben drágítja a gyártást.

A tűrésmező szélességét a tűrésegység (i) is befolyásolja. Mivel az alkalmazott gyártási eljárás, és az elkészült alkatrész mérése (ellenőrzése) a munkadarab méreteitől is függ, ezért a tűrésegységet ezek figyelembevételével határozták meg. Az 1...500 mm mérethatarok között az

$$i = 0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001D$$

és a 500...3150 mm mérethatarok között a

$$i = 0,004D + 2,1$$

19.2. táblázat

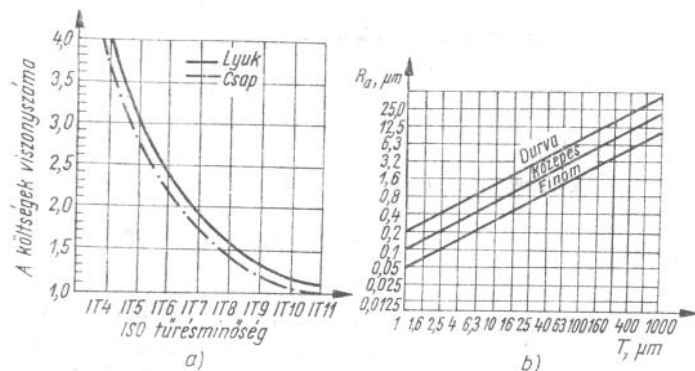
A q tűrésminőség számértékei

Minőségi fokozat	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11
q	7	10	16	25	40	64	100

kifejezések adják meg a tűrésegységet. Az összefüggésekben az átmérőt mm-ben kell behelyettesíteni, akkor a tűrésegységet μm -ben kapjuk meg. Az összefüggésekben a második tagok fejezik ki a mérési (ellenőrzési) bizonytalanságot. A számításoknál D átmérő a szabványos átmérőcsoportok két szélső értékű átmérőjének mértani középértéke ($D = \sqrt{D_{\min} D_{\max}}$), és így természetes, hogy az egy átmérőcsoporton belül azonos nagyságúak a tűrésegységek.

A nem illesztésre szánt méreteknél, vagy azoknál, melyeket nem állandó méretű idomszerekkel, hanem egyszerű mérőeszközökkel ellenőriznek, továbbá azokban az esetekben amelyeknél nem indokolt, hogy a tűrésmező elhelyezkedése különböző alapeltérésekkel valósuljon meg, célszerű a tűrésmezőt az alapvonalhoz képest szimmetrikusan elhelyezni, de lehet egyoldalas is, vagy csak pozitív, vagy csak negatív helyzetű. A tűrésegység értéke ebben az esetben: $i = 0,003 D + 2,5 [\mu\text{m}]$, ahol D átmérőt mm-ben kell behelyettesíteni. A kerekített tűrésértékeket az IT betűjel, a minőségi számjel és a k betű jelöli. Az egyoldalas elhelyezkedésnél jelölni kell az elhelyezkedés előjelét (+ vagy -). A nulla eltérést ilyenkor nem kell kiírni.

Az alkatrészek gyártásának előállítási költségei szorosan összefüggnek az előírt tűrésminőséggel. A különböző tűrésnagyság előírások és a költségek arányait a 19.17a ábra diagramjában foglaltuk össze. Mint ahogy az könnyen belátható a csapok megmunkálási költségei (és így arányuk is) kisebbek, mint a lyukak esetén. A tűrésminőség és a felületi érdesség között természetesen kapcsolat van. Az MSZ 9655 ajánlást ad az előírt és a szabványos tűréssel megadott illesztett felületekhez tartozó felületérdességek leggyakrabban előforduló értékei között.



19.17. ábra. A tűrésminőség kapcsolata az előállítási költségekkel és a felületi érdességgel

Könnyen belátható, hogy igen nagy méretpontosságot csak sima felületekkel lehet elérni. Kérdés, hogy egy megkívánt méretpontosság eléréséhez milyen érdesség előírása célszerű. A tűrés és a felületi érdesség között, tapasztalati úton megállapított törvényszerűség áll fenn:

$$R_a = kT^{0,8},$$

ahol R_a az átlagos felületi érdesség mérőszáma μm -ben,

T a tűrés nagysága μm -ben,

k állandó, melynek értéke

finom fokozatnál 0,025;

közepes fokozatnál 0,05;

durva fokozatnál 0,1.

A 19.17b ábra diagramja a tűrés és a felületi érdesség közötti összefüggést szemlélteti. A felületminőség kihat az alkatrészek illeszkedésére, üzemi viszonyaira, a külső terhekből származó igénybevételek alakulására, az alkatrészek élettartamára.

A felületek érdességét számértékkel fejezzük ki. A tárgyra vonatkozó szabványok: MSZ 15, MSZ 4721/1-2, ISO/R 468, KGST, RSZ 6-71, MSZ 9656.

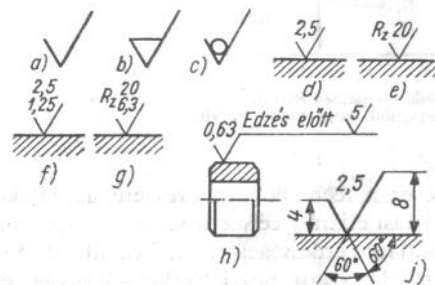
— Finom fokozatot a finommechanikában, a műszertechnikában, és különleges kivánalmak esetén célszerű alkalmazni.

— Közepes fokozatot az általános gépipar, a szerszámgyártás, a motor és járműipar alkalmazza. Gazdasági indokok miatt a közepes fokozat helyett a durva fokozat is alkalmazható, ha az így kapott értékek az alkatrész működése szempontjából még megfelelőek.

— Durva fokozat kevésbé igényes helyeken felhasznált alkatrészek gyártása esetén alkalmazható (mezőgazdasági, bánya- és kohóipari berendezések).

A fokozatok kiválasztásánál az előzőekkel összhangba vizsgálni kell az üzemviszonyokat és a működési elvet is (például hőmérséklet hatásokat, vegyi sajátosságú körülményeket, sűrűládi viszonyokat stb.)

A 19.3. táblázat a felületi érdesség legnagyobb értékeit adja meg 14 osztályba sorolva. Az alkatrészek készítésénél a rajzokon feltüntetett előírásokat kötelezően be kell tartani. A 19.18. ábra különböző előírásoknál szokásos érdességi jeleket mutat be.



19.18. ábra. Érdességi jelek

a) az alapjel egyenlőtlenzárú nyitott ék; b) feltétlenül forgácsolással készített felületre; c) feltétlenül forgácsolás nélküli felületre; d) az R_a -val való előírásakor csak a mérőszámot kell előírni; e) az egyenletlenség magassággal való előírásakor az R_z betűjelet ki kell írni; f) és g) előírható a megengedett legnagyobb és a legkisebb érték is (általában a legnagyobb értéket adjuk meg); h) ún. aláhúzóvonallal kiegészítő (esetleg szöveges) utasítás vagy magyarázat is közölhető; j) az alapjel szokásos méretei

A különféle gyártási eljárásokkal más és más felületi minőség érhető el. Az alkalmazható technológia kiválasztásánál elsődleges cél, hogy a szükséges felületminőséget el tudjuk érni. A 19.4. táblázat az iparban általánosan alkalmazott forgácsoló és forgács nélküli alakító gyártási eljárásokkal elérhető átlagos érdességeket adja meg.

A felületi érdesség értékei

Osztály	Átlagos érdesség R_a μm	Egyenetlenség magasság R_z μm	Alaphossz, l , mm
1	80	320	8
2	40	160	
3	20	80	
4	10	40	2,5
5	5	20	
6	2,5	10	0,8
7	1,25	6,3	
8	0,63	3,2	
9	0,32	1,6	0,25
10	0,16	0,8	
11	0,08	0,4	
12	0,04	0,2	
13	0,02	0,1	0,08
14	0,01	0,05	

Megjegyzés

A felületi érdesség előírható minden esetben R_a -val.
A vastagon kihúzott keret azt jelöli, hogy mikor melyik előírása célszerű.

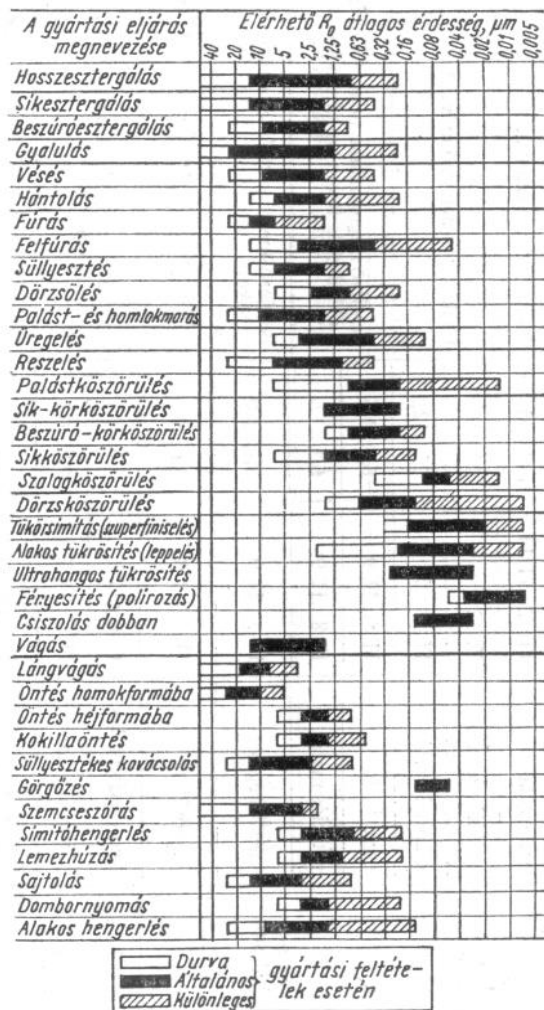
A táblázat a tervezők és a technológusok részére ad tájékoztatást arról, hogy milyen gyártási eljárást célszerű választani meghatározott értékhatárok közé eső átlagos érdességek eléréséhez, ill. adott gyártási feltételek esetén az előírt átlagos érdességek elérhetőek-e, vagy elérésükhöz a gyártási eljárás finomítására van szükség.

A 19.5. táblázat különböző gyártási eljárások statisztikai adatokon alapuló átlagos gazdaságos pontosságát tartalmazza, az elérhető felületminőségekkel együtt. Az alkalmazási területek tájékoztató jellegűek.

Az eddigiekben a tűrés nagyságát méretcsoportok szerint (i) és egy csoporton belül minőségi szempont szerint (IT) állapítottuk meg. A meghatározott tűrésnagyság többféleképpen helyezkedhet el az alaplátszámhoz viszonyítva. A tűrésezés csak akkor lesz egyértelmű, ha a tűrésnagyság viszonylagos helyzetét meghatározó ún. alapeltérést is megadjuk.

Az alapeltérés az előzőekkel összhangban a tűrésmezőnek az alaplátszámhoz közelebb eső határvonala és az alapvonal között mérhető távol-

Különböző gyártási eljárásokkal elérhető átlagos érdességek (M87 4727-74)



Átlagos gazdaságos megmunkálási pontosságok jellegzetes felületeknél
Külső síma és lépcsős hengeres felületek

Megmunkálási módok	Méretpontosság	Érdesség, R_a , μm	Alkalmazási terület
Nagyoló megmunkálások	esztergálás	IT 12...IT 14	100...25
	rotációs marás	IT 12	25...12,5
	csapsüllyesztés	IT 11...IT 13	25...12,5
	esztergálás	IT 8...IT 9	6,3...1,6
Símító megmunkálások	rotációs marás	IT 8...IT 9	6,3...1,6
	külső üregeles	IT 8...IT 9	3,2...1,6
	köszörtilés	IT 7...IT 8	1,6...0,2
Finom megmunkálás	finom esztergálás	IT 6...IT 7	1,6...0,1
	borotváló marás	IT 6...IT 7	0,8...0,1
	finom köszörülés	IT 6 (IT 5)	0,4...0,1

Előkészítő megmunkálás

Csak ritkán befejező művelet

Befejező megmunkálás nem csúszó felületeken, előkészítés finom megmunkáláshoz

Befejező megmunkálás edzetlen munkadarabokon

Befejező megmunkálás edzett és edzetlen munkadarabokon

Befejező megmunkálás edzetlen munkadarabokon

Befejező megmunkálás edzett munkadarabokon

Belső síma és lépcsős hengeres felületek

Tükrös megmunkálások	dörzsölés	IT 6 (IT 5)	0,4...0,02	Befejező megmunkálás edzett és edzetlen munkadarabokon
	tükrösítés	IT 6 (IT 5)	0,2...0,01	Síma alakú felületek edzett és edzetlen munkadarabokon
	tükrösímitás	—	0,2...0,02	Méretpontosság és alakhűség az előző művelettől függ
	fényesítés	—	0,4...0,05	Méretpontosság és alakhűség nélküli felületek
	görgözés	—	1,6...0,1	Méretpontosság és alakhűség az előző műveletektől függ
Nagyoló megmunkálások	fúrás	IT 13...IT 12	100...25	Tömör anyag fúrása
	furatbővítés	IT 13...IT 12	50...12,5	Előfúrt vagy öntött lyukak bővítése
Félsímító megmunkálások	süllyesztés	IT 11	12,5...6,3	Előkészítő megmunkálás köszörüléshez vagy dörzsöléshez
	esztergálás	IT 11	12,5...6,3	

19.5. táblázat *folytatása*

Megmunkálási módok	Méretpontosság	Érdesség, $R_a, \mu\text{m}$	Alkalmazási terület	
Simító megmunkálások	esztérgálás	IT 9 – IT 8	6,3...1,6	Befejező megmunkálás nem csúszó felületeken
	köszörtyülés	IT 7 – IT 6	1,6...0,2	Befejező megmunkálás edzett és edzetlen felületeken. Előkészítés finommegmunkáláshoz
	dörzsölés	IT 8 – IT 7	1,6...0,4	Befejező megmunkálás
	üregelés	IT 8 – IT 7	1,6...0,4	Befejező megmunkálás 200 mm furathosszig
Finom megmunkálás	finomfúrás	IT 7 – IT 6	1,6...0,2	Befejező megmunkálás edzett és edzetlen munkadarabokon
	finom köszörtyülés	IT 6	0,4...0,1	Befejező megmunkálás edzett és edzetlen munkadarabokon
Tükrös megmunkálás	dörzsköszörtyülés	IT 6	0,4...0,02	Befejező megmunkálás edzett és edzetlen munkadarabokon
	tükrösítés	IT 6	0,4...0,01	Sima átmenő furat edzett és edzetlen munkadarabokon
	tükrösímtás	–	0,4...0,02	Méretpontosság és alakhűség az előző művelettől függ
	fényesítés	–	0,4...0,05	Méretpontosság és alakhűség nélkül
	furatvasalás	IT 7 – IT 6	1,6...0,1	Sima furat edzetlen alakhűség nem biztosítható

Mélyfuratok és megmunkálási módjuk

Fúrás ágyúfúróval egy vagy két oldalról	IT 12 – IT 11	25...6,3	Előfúrás 80 mm átmérőig
Fúrás kanálfúróval egy vagy két oldalról	IT 12 – IT 11	25...6,3	Előfúrás 80 mm átmérőig
Fúrás magfúróval egy vagy két oldalról	IT 12 – IT 11	25...6,3	Előfúrás 60...600 mm furatméretig
Furatbővítés többkéses fúróruddal egy vagy két oldalról	IT 11	12,5...6,3	600 mm furatátmérőig
Furatímtás egy oldalról	IT 9	6,3...1,6	600 mm furatátmérőig
Furatdörzsölés egy vagy két oldalról	IT 8	1,6...0,4	600 mm furatátmérőig

Sík felületek megmunkálási módjai

Nagyoló megmunkálások	gyalulás	IT 12	100...25	Sima és lépcsős felületek nagy ráhagyással
	vésés	IT 12	100...25	Külső és belső felületek nagy ráhagyással
	marás	IT 12	100...25	Sima és lépcsős külső felületek közepes ráhagyással

19.5. táblázat *folytatása*

Méretpontosság	Méretpontosság	Érdsesség, $R_a, \mu\text{m}$	Alkalmazási terület
Nagyoló megmunkálások	esztérgálás	100...25	Kis ráhagyás edzett és edzetlen sima külső felületeken
	sülylyesztés	100...25	
	köszörtilés	6,3...3,2	
Félsímító megmunkálások	gyalulás	25...12,5	Előkészítő megmunkálás
	esztérgálás	25...6,3	
	gyalulás	12,5...3,2	Sima lépcsős felületek befejező megmunkálása nem csúszó felületeken. Előkészítő megmunkálás
	vésés	12,5...3,2	
	marás	12,5...3,2	
Símító megmunkálások	sülylyesztés	12,5...3,2	Külső és belső peremek befejező megmunkálása
	esztérgálás	6,3...1,6	
	külső üregeles	6,3...1,6	Sima és lépcsős felületek befejező megmunkálása
	köszörtilés	1,6...0,4	Edzett és edzetlen sima felületek befejező megmunkálása

Finom megmunkálások	finom gyalulás	3,2...1,6	Sima nagy felületek edzett és edzetlen munkadarabokon
	finom marás	3,2...0,4	Sima felületek
	finom köszörtilés	0,4...0,1	Sima felületek edzett és edzetlen munkadarabokon
	hántolás	0,8...0,1	Sima és lépcsős alakú felületek nagy méret- és helyzetpontossággal
	tükrösítés	0,2...0,05	Nagy méretpontosságú és alakhűségű sima felületek edzett és edzetlen munkadarabokon
Tükrösítő megmunkálások	fényesítés	0,2...0,05	Méretpontosság és alakhűség nélküli felületek

ság. Nagysága tapasztalati képletek segítségével számítható. Az alapeltérések fokozatai lehetővé teszik, hogy a lyukak és a csapok megfelelő párosításával, a használati célnak megfelelő játék vagy fedés legyen előírható.

A névleges méret függvényében megállapított alapeltéréseket betűk jelölik, mégpedig a csapokhoz tartozókat kis betűk, a lyukakhoz tartozókat pedig nagy betűk. Az esetleges félreértések elkerülése végett az **i, l, o, q, w** és a **I, L, O, Q, W** betűk nem használatosak, viszont néhány kettős betűből álló jelölés is előfordul: **cd, ef, fg, js, za, zb, zc**, ill. **CD, EF, FG, J_s, ZA, ZB, ZC**.

A csapok alapeltéréseinek jelölésére tehát a következő betűk használatosak:

a, b, c, cd, d, e, ef, f, fg, g, h, js, j, k, m, n, p, r, s, t, u, v, x, y, z, za, zb, zc.

A lyukak alapeltéréseinek jelölésére pedig analóg módon a következő betűk használatosak:

A, B, C, CD, D, E, EF, F, FG, G, H, J_s, J, K, M, N, P, R, S, T, U, V, X, Y, Z, ZA, ZB, ZC.

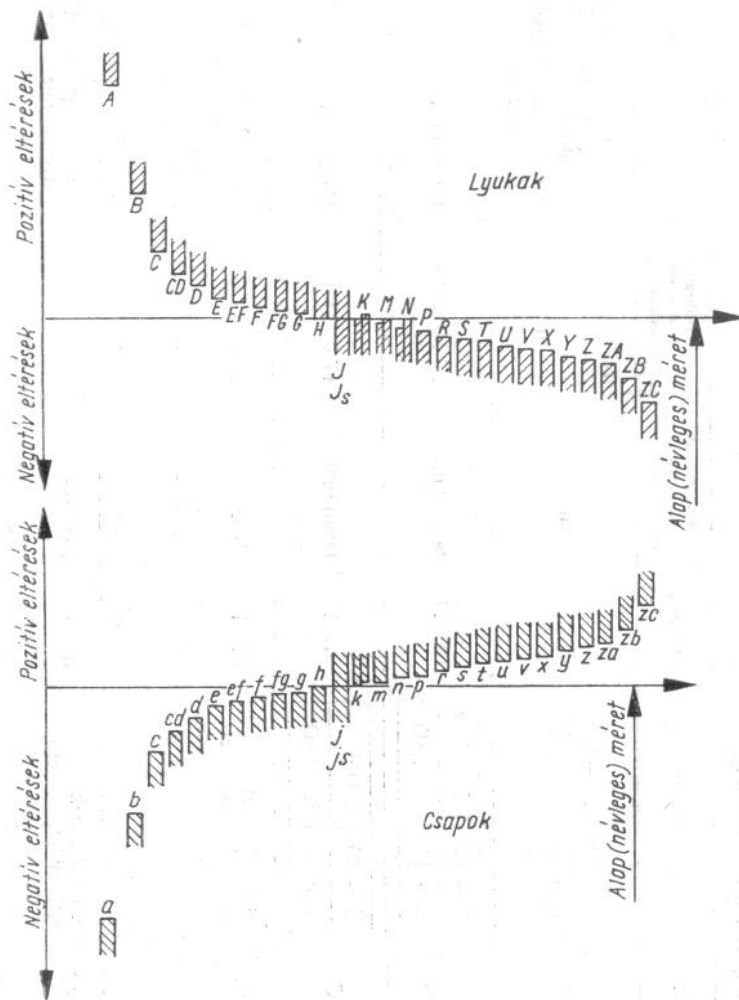
Az **a...g** jelű alapeltérésnek megfelelő csapok mérete a névleges méreténél csak kisebb lehet, az **A...H** jelű lyukaké pedig csak nagyobb, tehát azokat alaplyukkal, ill. alapcsappal párosítva, az illeszkedésben mindig játék keletkezik. Az alapcsap alapeltérése ugyanis (jele: **h**) egyenlő az alaplyuk alapeltéréseivel (jele: **H**), nagysága pedig nulla.

A **j** és **J** jelű csapok, ill. lyukak tűrésmezői az alapvonalhoz képest közel szimmetrikusak, a **js** és a **J_s** jelűeké pedig szimmetrikusak (az „s” index a szimetriára utal). Mivel a szimmetrikus tűrés jobban megfelel a természetes méreiszóródásnak, mint a **j**, ill. a **J** alapeltéréséhez tartozó, ezért a jövőben csak az előbbieket használata célszerű. Ezért a KGST-rendszer ajánlott választékában a **j**, ill. a **J** alapeltérés nem szerepel, és az ISO/R 286–62 most folyó felülvizsgálatánál javaslatként szerepel azok elhagyása.

A **k** jelű csapok és a **K, M, N** jelű lyukak alapeltérése egyes minőségek esetén nulla, de a hozzájuk tartozó tűrések eltérnek a **h**, ill. a **H** alapeltéréshez tartozóktól, mivel a kívánt tényleges méret csap esetén csak nagyobb, lyuk esetén pedig csak kisebb lehet az alaplémetnél.

A **p...zc** jelű alapeltéréseknek megfelelő csapok mérete a névleges méretnél csak nagyobb, a **P'...ZC** jelű lyukaké pedig csak kisebb, tehát azokat alaplyukakkal, ill. alapcsappal párosítva, az illeszkedésben mindig fedés keletkezik.

Az alapeltéréseket a 19.19. ábra szemlélteti, a számításukhoz szükséges képleteket pedig a 19.6. táblázat tartalmazza.



19.19. ábra. Az alapeltérések szemléltetése

19.6. táblázat
Alapeltérések 500 mm-ig

Betűjel	Alapeltérés képlete	Minőség	Alapsappal, ill. lyukkati, az illesztés jellege	Gyakran használtatos túrértémszámosság	Alkalmazás
a	$D < 120$ $D > 120$	0,1...17	tágan futó	IT 9 IT 10	Nagy fordulatszám kis súrlódás, nagy hőmérsékletkülönbség Mezőgazdasági gépek, vasúti kocsi
b	$D < 120$ $D > 120$	01...17	tágan futó	IT 9-IT 10	Ua. mint a
c	$D < 40$ $D > 40$	01...17	tágan futó	IT 9-IT 10	Ua. mint a
cd	c és d értékeinek mértani középértékei	01...17	tágan futó	IT 8-IT 9	Gyorsan forgó tengely, kis súrlódás nagy teherbírással
d	$16D^{0,44}$	01...17	tágan futó	IT 10-IT 11	Egyszerűbb gépek
e	$11D^{0,41}$	01...17	könnyen futó	IT 8-IT 9	Könnyen mozgó bójátékú illesztés $n = 600$ f/min és $p = 50$ kp/cm ² felületi nyomás feletti csapoknál
ef	e és f értékeinek mértani középértékei	01...17	könnyen futó		

f	$5,5D^{0,41}$	01...17	futó	IT 6-IT 8	Kézrel érezhető játék $n = 600$ f/min és $p = 50$ kp/cm ² felületi nyomás alatti csapokhoz. Kenés jól biztosítható
fg	f és g értékeinek mértani középértékei	01...17	futó		Játék kézzel nem érezhető, de kézzel szerelhető. Pontos vezetést kívánó illesztéshez, játék nélküli szabatos ágyazás
g	$2,5D^{0,44}$	01...17	szűken futó	IT 5-IT 6	Erőkifejtés nélkül összeszerelhető üzemszerűen eltolható darabokhoz könnyű szerelhetőséget és jó központositást biztosít. Széles esetekben kis mértékű fedés lehetséges
h	0	01...17	mozgó	IT 5-IT 11	
j	nincs képlet	5...8	toló	IT 5-IT 7 (IT 8)	Pontos központositásnál, elfordulás, eltolódás ellen ékkel biztosítani kell. Kézrel és fakalapáccsal szerelhető. A gyakorlatban 50 mm átmérőig használatos a j és J alapeltérés
j ₁	$0,5IT_n$	01...17	toló		

Betűjel	Alapeltérés képlete	Mínőség	Alapcsappal, ill. lyakkal az illesztés jellege	Gyakran használtos tűrésminőség	Alkalmazás
k	0	01...3	akadó	IT 5-IT 7 (IT 8)	Ritkábban szétszerelendő alkatrészeknél. Elfordulás ellen biztosítani. Többször szétszerelhető. Kézi kalapáccsal szerelhető
M	$0,6\sqrt{D}$	4...7			
m	0	8...17			
n	(IT 7-IT 6) vagy $\approx 2,8\sqrt{D}$	01...17	ékelődő	IT 5-IT 7 (IT 8)	Elfordulás, eltolódás ellen biztosítani kell. Általában csak kézikalapáccsal szerelhető
P	$+5\sqrt{D}$	01...17	ékelődő	IT 5-IT 7 (IT 8)	Kézisajtóval vagy nagyobb kalapáccsítésekkel szerelhető. Nyomatékátviteléhez ék, retesz szükséges. Tengelyirányú rögzítés céljára
p	IT 7+0...5 vagy $\approx 5D^{0,41}$	01...17	kötő	IT 5-IT 7	Elfordulás ellen ajánlatos biztosítani. Szerelése sajtolással történhet
R	a p és az s eltérések geometriai közepe	01...17	könnyen sajtoló	IT 5-IT 7	Sajtolással szerelhető. Elfordulás ellen biztosítani nem szükséges. Illeszkedés biztonságát a felületek roncsolódhatnak. Vékonyfalú, hosszú alkatrészek ill. alkatmas

s	$\frac{D \leq 50}{D > 50} \begin{matrix} \text{IT } 8+1...4 \\ \text{IT } 7+0,4D \end{matrix}$	01...17	sajtoló	IT 5-IT 7	Nagy nyomással, melegen vagy zsugorítva szerelhető. Elfordulás, eltolódás ellen biztosítani nem kell. Öntöttvasaknál alkalmazható legszilárdabb kötés
t	IT 7+0,63D	01...17		IT 6-IT 7	
u	IT 7+1,0D	01...17	zsugorodó	IT 6-IT 7	Csak felmelegítéssel vagy zsugorítással (mélyhűtéssel) szerelhető
v	IT 7+1,25D	01...17		IT 6-IT 7	
x	IT 7+1,6D	01...17		IT 5-IT 7	
y	IT 7+2,0D	01...17		IT 7	
z	IT 7+2,5D	01...17		IT 6-IT 7	
za	IT 8+3,15D	01...17		ua.	
zb	IT 9+4D	01...17		ua.	
zc	IT 10+5D	01...17		ua.	

Az alapeltérés akkor sem függ a minőségtől, ha a képletben valamilyen IT (pl. IT 6) szerepel. Kivételt csupán a j és a j_s jelű csapok, ill. a J és a J_s jelű lyukak képeznek, amelyekhez — szigorúan véve — nem is tartoznak alapeltérések, továbbá k jelű csapok 500 mm átmérőig.

A kettős betűből álló jelölések (a j_s és J_s kivételével) alkalmazási területe az $\varnothing 10$ mm méretéig ajánlott. Természetesen nem kizárt alkalmazása más méretek esetén sem.

Két megjegyzést kell még tennünk:

1. Mivel kezdetben csapokra és lyukakra dolgozták ki a tűrésezés módszereit, ezért ma is csaptűrésről és lyuktűrésről beszélünk, de értelemszerűen — ahogy azt már az előzőekben is említettük — a lineáris méretekre, síkfelületek távolságára is alkalmazzuk e rendszert.

2. Nagyon lényeges szerepe van a h és H jelű tűrésező elhelyezkedésnek, ezért jól jegyezzük meg ezek jelentését. E két esetben az alapeltérés zérus, a tűrésezőt egyik oldalon a névleges méret vonala határolja. A h jelű csapoknál csak negatív, a H jelű lyukaknál csak pozitív méreteltérések engedhetők meg. A tűrést szabványosan az alapeltérés betűjelével és az IT minőség számjelével jelöljük. Pl. $\varnothing 75 H7$, ez egy 75 mm-es átmérőjű furat, H alapeltérésű, IT7-es minőség elkészítését jelenti. Az eddigi ismeretek alapján ennek számszerű értékét is meghatározhatjuk vagy a 19.1. táblázatból, vagy az ismert összefüggések segítségével:

Az átmérő csoportnál $D_{\min} = 50$ mm és $D_{\max} = 80$ mm.

A mértani középátlós $D = \sqrt{D_{\min} D_{\max}} = \sqrt{50 \cdot 80} = 63,25$ mm

A tűrésegység:

$$i = 0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001 \cdot D = 1,79 + 0,075 = 1,868 \mu\text{m},$$

a tűrésnagyság (mivel $q = 16$ a 19.3 táblázatból az IT7 minőségénél)

$$T = i \text{ IT7} = i \cdot 16 = 1,868 \cdot 16 = 29,89 \mu\text{m} \approx 0,030 \text{ mm},$$

a tűrésező helyzete ismert, mivel a furat alsó határmérete a névleges méret, mert az alap eltérés 0, és a méreteltérés pedig pozitív lehet H jelű tűrésező elhelyezkedésnél, tehát:

$$\varnothing 75 H7 = \varnothing 75 + \overset{+0,030}{0}$$

A 19.1. táblázatból az IT7-nél $T = 30 \mu\text{m}$, az elhelyezkedése pedig az előző értelmezések szerint megegyezik a számított és közölt értékkel. Megjegyezzük, hogy gyakorlati használatra kizárólag a tábláza-

tok számértékei érvényesek, függetlenül azoktól a szabályoktól és képletektől, amelyek alapján meghatározhatók.

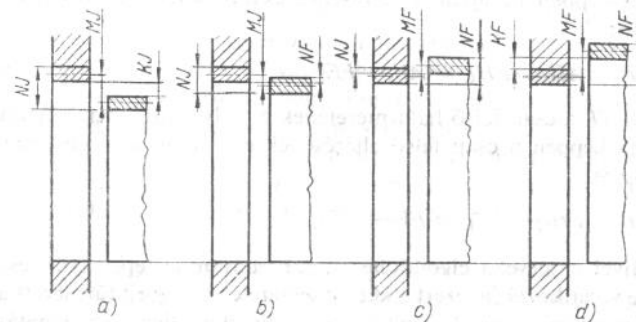
A szabványos tűrésrendszerben a tűrések elvileg az alkatrész határmértékeit szabják meg, de az idomszerek tűrése és kopása miatt ezeket a gyakorlatban megvalósítani nem lehet. A gyártást úgy kell irányítani, hogy az elkészített munkadarabok valóságos mérete ne a két határméret, hanem azok számtani közepéből adódó közepes méret közelébe essék. Mint azt már említettük ez valósítja meg legjobban a tervező elképzelését, és ezt vették alapul a szabvány összeállításakor is.

Kapcsolódó vagy csatlakozó alkatrészek — amely az alkatrészek meghatározott kapcsolatára jellemző — illeszkedésnek nevezzük. Az összeszerelés előtti valóságos alkatrész méretek különbségéből adódó játék vagy fedés fejezi ki a szerkesztő illeszkedésre vonatkozó elképzeléseit.

Játék két alkatrész lyuk- és csapméretének különbsége, ha a lyuk mérete nagyobb a csap méreténél. Fedés két alkatrész lyuk- és csapméretének különbsége, ha a lyuk mérete kisebb a csap méreténél.

A 19.20. ábrásor két közös alpméretű alkatrész lehetséges csatlakozásainak jellegét — illesztését — adja meg. Az illesztés meghatározza az alkatrészek között keletkező játék vagy fedés nagyságát. Az a ábra ún. laza, a b és c ábrák ún. átmeneti a d ábra pedig szilárd illesztést érzékeltet.

A laza illesztés olyan illesztés, amelyben az alkatrészek csak játékkal — lazán — illeszkedhetnek. Ábrázolásban a lyuktűrésmező teljes egészében a csaptűrésmező felett helyezkedik el. Ide tartoznak azok az illesztések is, amelyekben a lyuk alsó és a csap felső határméretei egybeesnek, tehát a legkisebb játék nulla.



19.20. ábra. Kapcsolódó alkatrészek csatlakozásainak lehetőségei

Szilárd illesztés olyan illesztés, amelyben az alkatrészek csak fedéssel — szilárdan — illeszkedhetnek. Ábrázolásban a lyuktűrészmező teljes egészében a csaptűrészmező alatt helyezkedik el.

Átmeneti illesztés olyan illesztés, amelyben az alkatrészek akár játékkal, akár fedéssel illeszkedhetnek, de a valóságos méretek szóródása miatt nem biztos, hogy melyik eset valósul meg a párosításnál. Ábrázolásban a lyuk és a csap tűrészmezői egymást többé-kevésbé átfedik.

Mivel az alkatrészek alsó és felső határmérettel készülnek, ezért a kapcsolódó két alkatrésznél ez négy határméretet jelent. A négy határméret megszabta tűrészmezőhelyzetek a kapcsolódásánál — az illesztésnél — két-két határméretet eredményeznek.

Laza illesztéskor *NJ* legnagyobb játékról, és *KJ* legkisebb játékról beszélhetünk, átmeneti illesztéskor *NI* legnagyobb játékról és *NF* legnagyobb fedésről, szilárd illesztéskor *KF* legkisebb fedésről és *NF* legnagyobb fedésről.

Az *NJ* a lyuk felső határméretének és a csap alsó határméretének, vagy másképpen a lyuk felső eltéréseinek és a csap alsó eltéréseinek a különbsége:

$$NJ = FH_L - AH_C = FE_L - AE_C.$$

A *KJ* a lyuk alsó határméretének és csap felső határméretének, vagy másképpen a lyuk alsó eltéréseinek és a csap felső eltéréseinek a különbsége:

$$KJ = AH_L - FH_C = AE_L - FE_C.$$

A *KF* a csap alsó határméretének és a lyuk felső határméretének, vagy másképpen a csap alsó eltéréseinek és a lyuk felső eltéréseinek a különbsége:

$$KF = AH_C - FH_L = AE_C - FE_L.$$

Az *NF* a csap felső határméretének és a lyuk alsó határméretének, vagy másképpen a csap felső eltéréseinek és a lyuk alsó eltéréseinek a különbsége:

$$NF = FH_C - AH_L = FE_C - AE_L.$$

Mivel a tervező elgondolásait, számításait közepes lyuk és csap méretre vonatkoztatja, ezért a két összeszerelésre rendelt tűrészmezzett alkatrész közepes méretének különbsége — az illesztés jellege — meghatározza az alkatrészek kapcsolódását. Egyetlen mérőszám jellemzi: a közepes

játék (*MJ*) vagy a közepes fedés (*MF*). Ezeket közepes illeszkedésnek is mondjuk.

Az *MJ* a lyuktűrészmező közepes eltéréseinek és a csaptűrészmező közepes eltéréseinek a különbsége:

$$MJ = \frac{1}{2}(FE_L + AE_L) - \frac{1}{2}(FE_C + AE_C) = M_L - M_C.$$

Az *MF* a csaptűrészmező közepes eltéréseinek és a lyuktűrészmező közepes eltéréseinek a különbsége:

$$MF = \frac{1}{2}(FE_C + AE_C) - \frac{1}{2}(FE_L + AE_L) = M_C - M_L.$$

Az ábrákba mindenütt bejelöltük a közepes játék (*MJ*) és a közepes fedés (*MF*) nagyságát.

A tűrészmezők és illesztések számításakor leghelyesebb vázlatot készítenünk és grafikusán is követni a számszerű megoldásokat. Erre annál is inkább szükség van, mert az eltérések pozitív és negatív értékeként fordulnak elő, a játék és fedés pedig mindig pozitív érték. A matematikai formulák önmagukban tévedésre adhatnak alkalmat.

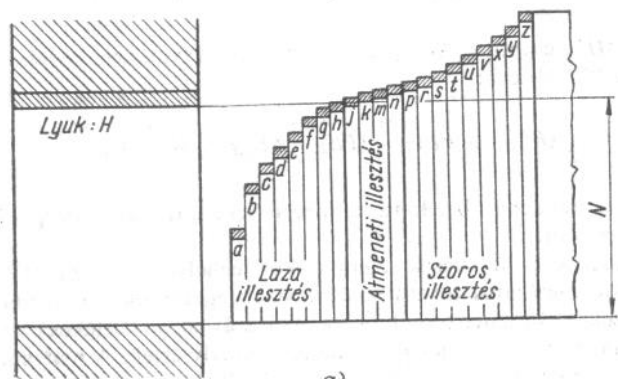
Az ISO illesztési rendszerben elvileg bármely ISO tűrészmezőrendszer szerint készített, azonos névleges átmérőjű lyuk és csap párosítható. Eszerint egy névleges átmérőjű lyuk ugyanazon IT minőség mellett 28-féle alapeltéréssel készíthető. A hozzávaló csap ugyanolyan névleges átmérőhöz szintén 28-féle eltéréssel. Ez már önmagában véve $28 \cdot 28 = 28^2$ féle párosítást tesz lehetővé. Ha még meggondoljuk, hogy a lyuk is 16-féle IT minőségben és a csap is 16 féle IT minőségben készülhet, akkor a lehetséges párosítások száma már elvileg százazres nagyságrendű szám. Ennyi variációra nincs szükség. Csak egyetlen átmérőnagysághoz ennyi idomszert készíteni már önmagában véve nagy pazarlás volna. Érthető, hogy szükség van szabványosított méretekre, méretcsoportokra, tűrészmezőnagyságokra, eltérésekre, és természetesen, hogy az illesztések területén is szükség van valamilyen rendszer használatára.

A párosítások számának korlátozásánál a legfontosabb szempont az volt, hogy az egyik alkatrész mérete a névleges mérethez közel maradjon, és a különböző illesztési jellegek megvalósítása a másik alkatrész méretváltoztatása által jöjjön létre. Ennek megfelelően két illesztési rendszert: az alaplyuk- és az alapcsaprendszert alakították ki.

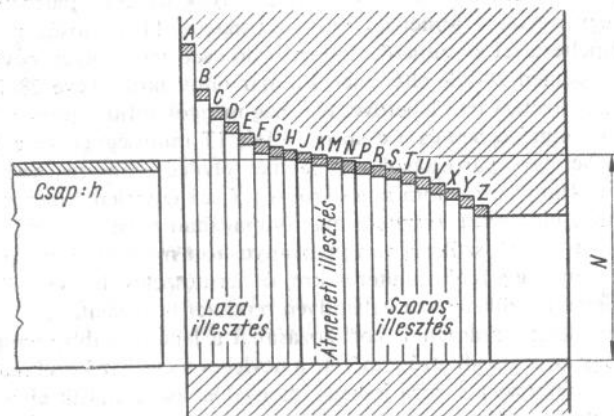
Az alaplyukrendszer olyan illesztésrendszer, amelyben a különböző játékokat és fedéseket csak a csapok tűrészmezőinek változtatásával és párosításával állítjuk elő egyetlen lyuktűrészmező (alaplyuk) előírásával.

Az alapsaprendszer olyan illesztésrendszer, amelyben a különböző játékokat és fedéseket csak a lyukak tűréseinek változtatásával és párosításával állítjuk elő egyetlen csaptűrés (alapsap) előírásával.

Két, egymásba illeszkedő alkatrész kapcsolódásának, illeszkedésének jellege, az előzők alapján:



a)



b)

19.21. ábra. Alaplyuk és az alapsap rendszer ábrázolása (a kettős betűjelöléseket nem ábrázoltuk)

a) alaplyuk rendszer; b) alapsap rendszer

a) laza az illeszkedés, ha a két egymásba szerelt alkatrész között csak játék van;

b) szilárd (szoros) az illeszkedés, ha csak fedés van;

c) átmeneti, ha a két alkatrész tűréseinek megfelelően játékkal is vagy fedéssel is illeszkedhetnek.

A szerkezet jó működése érdekében ui. az alkatrészek között több-kevesebb játéknak kell lennie, vagy többé-kevésbé szilárdan kell egymásba ülniök, amit több-kevesebb fedés biztosít.

Az alaplyuk rendszerben a furat mindig H jelűre készül, tehát a valóságos méret, egyezik a névleges mérettel vagy csak annál nagyobb lehet. A csapokat a, b, c, ... szerint ehhez a H lyukeltéréshez viszonyítva választják, mégpedig az a, ...h jelű csapok esetén az illesztés laza, j, k, m, n csaptűrés esetén átmeneti és p, ...z jelű csaptűrésnél az illesztés szilárd (19.21a ábra).

Az alapsaprendszerben a csap mindig h jelű. A h jelű csap névleges méretű vagy csak annál kisebb lehet. A lyukat a h csapeltéréshez viszonyítva választják, mégpedig A, ...H esetén laza, P, ...Z szilárd, a többi illesztés átmeneti (19.21b ábra).

A párosításokat illetően ún. illesztési választékokat állítottak össze, melyekben a H6, H7, H8, H11, H12 alaplyukminőséghez ajánlott csapminőségeket foglalták össze (19.7. táblázat). A szabvány ezeket a párosításokat az általános gépipari gyakorlat számára ajánlja. Hasonlóan jártak el az alapsaprendszer esetében is. Ebben a h5, h6, h7, h8, h9, h11, h12 alapsapokhoz választásra ajánlott lyukakat foglalták össze (19.8. táblázat). Ezeket a párosításokat még tovább csökkenti a táblázatokban összefoglalt, előnyben részesítendő párosítás mind alaplyuk, mind alapsap rendszerben (a táblázatokban vastagon szedett).

A kétféle alaprendszer szinte minden igényt kielégít. Használható csak az alaplyukrendszer vagy csak az alapsaprendszer egyedül is. Az alaplyukrendszer használata az általánosabb. Az alaplyukakhoz csapokat készíteni könnyebb, olcsóbb, ezért veszik többnyire a csap tűrését egy minőségi fokozattal finomabbra.

A műszaki gyakorlatban bevált illesztések választékát és alkalmazási területeket táblázatban teszik közzé. Ilyen az ajánlott illesztésekre, és az alkalmazási területekre vonatkozó tájékoztató jellegű összeállítást tartalmaz a 19.9. táblázat. A közölt táblázatok még az ISO/R286-62 alapján készültek.

Az illesztésszámítással kapcsolatos feladatokban vagy az adott feltételeket kielégítő illesztés előírásához szükséges adatokat kell meghatározni vagy valamilyen illesztés esetén az illesztésből adódó jellemző adatokat kell kiszámítani.

Illesztési választékok

Névleges átmérő csoportok, mm		ISO										
		H6	f6	g5	h5	j5	k5	m5	n5	H7	d9	e8
felett	-ig	Határeltérések,										
	3	+ 6 0	- 6 -12	- 2 - 6	0 - 4	+ 2 - 2	- 4 0	- 6 + 2	+ 8 + 4	+10 0	- 20 - 45	- 14 - 28
3	6	+ 8 0	- 10 - 18	- 4 - 9	0 - 5	+ 3 - 2	+ 6 + 1	+ 9 + 4	+13 + 8	+12 0	- 30 - 60	- 20 - 38
6	10	+ 9 0	- 13 - 22	- 5 - 11	0 - 6	+ 4 - 2	+ 7 + 1	+12 + 6	+16 +10	+15 0	- 40 - 76	- 25 - 47
10	18	+11 0	- 16 - 27	- 6 - 14	0 - 8	+ 5 - 3	+ 9 + 1	+15 + 7	+20 +12	+18 0	- 50 - 93	- 32 - 59
18	24	+13 0	- 20 - 33	- 7 - 16	0 - 9	+ 5 - 4	+11 + 2	+17 + 8	+24 +15	+21 0	- 65 - 117	- 40 - 73
24	30											
30	40	+16 0	- 25 - 41	- 9 - 20	0 - 11	+ 6 - 5	+13 + 2	+20 + 9	+28 +17	+25 0	- 80 - 142	- 50 - 89
40	50											
50	65	+19 0	- 30 - 49	- 10 - 23	0 - 13	+ 6 - 7	+15 + 2	+24 +11	+33 +20	+30 0	-100 - 174	- 60 - 106
65	80											
80	100	+22 0	- 36 - 58	- 12 - 27	0 - 15	+ 6 - 9	+18 + 3	+28 +13	+38 +23	+35 0	-120 - 207	- 72 - 126
100	120											
120	140											
140	160	+25 0	- 43 - 68	- 14 - 32	0 - 18	+ 7 - 11	+21 + 3	+33 +15	+45 +27	+40 0	-145 - 245	- 85 - 148
160	180											
180	200											
200	225	+29 0	- 50 - 79	- 15 - 35	0 - 20	+ 7 - 13	+24 + 4	+37 +17	+51 +31	+46 0	-170 - 285	- 100 - 172
225	250											
250	280	+32 0	- 56 - 88	- 17 - 40	0 - 23	+ 7 - 16	+27 + 4	+43 +20	+57 +34	+52 0	-190 - 320	- 110 - 191
280	315											
315	355	+36 0	- 62 - 98	- 18 - 43	0 - 25	+ 7 - 18	+29 + 4	+46 +21	+62 +37	+57 0	-210 - 350	- 125 - 214
355	400											
400	450	+40 0	- 68 - 108	- 20 - 47	0 - 27	+ 7 - 20	+32 + 5	+50 +23	+67 +40	+63 0	-230 - 385	- 135 - 232
450	500											

Megjegyzés:

A táblázat az MSZ 1869 szerinti általános választékot tartalmazza. A vastagon szedett

törésjel												
f7	g6	h6	j6	k6	m6	n6	p6	r6	s6	s7	u7	
µm-ben												
- 6	- 2	0	+ 4	+ 6	+ 8	+10	+12	+16	+20	+24	+28	
- 16	- 8	- 6	- 2	0	+ 2	+ 4	+ 6	+10	+14	+14	+18	
- 10	- 4	0	+ 6	+ 9	+12	+16	+20	+23	+27	+31	+35	
- 22	- 12	- 8	- 2	+ 1	+ 4	+ 8	+12	+15	+19	+21	+25	
- 13	- 5	0	+ 7	+10	+15	+19	+24	+28	+32	+38	+43	
- 28	- 14	- 9	- 2	+ 1	+ 6	+10	+15	+19	+23	+28	+32	
- 16	- 6	0	+ 8	+12	+18	+23	+29	+34	+39	+46	+51	
- 34	- 17	- 11	- 3	+ 1	+ 7	+12	+18	+23	+28	+28	+33	
- 20	- 7	0	+ 9	+15	+21	+28	+35	+41	+48	+56	+62	
- 41	- 20	- 13	- 4	+ 2	+ 8	+15	+22	+28	+35	+35	+41	
- 25	- 9	0	+11	+18	+25	+33	+42	+50	+68		+85	
- 50	- 25	- 16	- 5	+ 2	+ 9	+17	+26	+34	+43	+43	+48	
- 30	- 10	- 0	- 12	+21	+30	+39	+51	+60	+72	+83	+117	
- 60	- 29	- 19	- 7	+ 2	+11	+20	+32	+43	+59	+89	+132	
											+102	
											+159	
- 36	- 12	0	+13	- 25	+35	+45	+59	+73	+93	+106	+124	
- 71	- 34	- 22	- 9	+ 3	+13	+23	+37	+51	+71	+101	+144	
											+210	
											+170	
- 43	- 14	0	+14	+28	+40	+52	+68	+90	+125	+140	+230	
- 83	- 39	- 25	- 11	+ 3	+15	+27	+43	+65	+100	+100	+190	
											+250	
											+210	
											+282	
											+236	
- 50	- 12	0	+16	+33	+46	+60	+79	+109	+159	+176	+304	
- 96	- 44	- 29	- 13	+ 4	+17	+31	+50	+80	+130	+130	+258	
											+330	
											+284	
											+367	
- 56	- 17	0	+16	+36	+52	+66	+88	+126	+190	+210	+315	
- 108	- 49	- 32	- 16	+ 4	+20	+34	+56	+94	+158	+158	+315	
											+402	
											+350	
											+447	
- 62	- 18	0	+18	+40	+57	+73	+98	+144	+226	+247	+447	
- 119	- 54	- 36	- 18	+ 4	+21	+37	+62	+108	+190	+190	+390	
											+492	
											+435	
											+553	
- 68	- 20	0	+20	+45	+63	+80	+108	+166	+272	+295	+553	
- 131	- 60	- 40	- 20	+ 5	+23	+40	+68	+126	+232	+232	+490	
											+603	
											+540	

értékek az MSZ 4725 szerint a gépiparban előnyben részesítendő választékot tüntetik fel.

19.7. táblázat folytatása

Névleges átmérőcsoportok, mm		ISO										
		H8	d9	d10	e8	f7	f8	f9	h7	h8	h9	n7
		Határeltérések										
felett	-ig											
	3	+14 0	-20 -45	-20 -60	-14 -28	-6 -16	-6 -20	-6 -31	0 -10	0 -14	0 -25	0 4
3	6	+18 0	-30 -60	-30 -78	-20 -38	-10 -22	-10 -28	-10 -40	0 -12	0 -18	0 -30	+20 8
6	10	+22 0	-40 -76	-40 -98	-25 -47	-13 -28	-13 -35	-13 -49	0 -15	0 -22	0 -36	+25 10
10	18	+27 0	-50 -93	-50 -120	-32 -59	-16 -34	-16 -43	-16 -59	0 -18	0 -27	0 -43	+30 12
18	24	+33 0	-65 -117	-65 -149	-40 -73	-20 -41	-20 -53	-20 -72	0 -21	0 -33	0 -52	+36 15
24	30											
30	40	+39 0	-80 -142	-80 -180	-50 -89	-25 -50	-25 -64	-25 -87	0 -25	0 -39	0 -62	+42 17
40	50											
50	65	+46 0	-100 -174	-100 -220	-60 -106	-30 -60	-30 -76	-30 -104	0 -30	0 -46	0 -74	+50 20
65	80											
80	100	+54 0	-120 -207	-120 -260	-72 -126	-36 -71	-36 -90	-36 -123	0 -35	0 -54	0 -87	+58 23
100	120											
120	140											
140	160	+63 0	-145 -245	-145 -305	-85 -148	-43 -83	-43 -106	-43 -146	0 -40	0 -63	0 -100	+67 27
160	180											
180	200											
200	225	+72 0	-170 -285	-170 -355	-100 -172	-50 -96	-50 -122	-50 -165	0 -46	0 -72	0 -115	+77 31
225	250											
250	280	+81 0	-190 -320	-190 -400	-110 -191	-56 -108	-56 -137	-56 -186	0 -52	0 -81	0 -130	+86 34
280	315											
315	355	+89 0	-210 -350	-210 -440	-125 -214	-62 -119	-62 -151	-62 -202	0 -57	0 -89	0 -140	+94 37
355	400											
400	450	+97 0	-230 -385	-230 -480	-135 -232	-68 -131	-68 -165	-68 -223	0 -63	0 -97	0 -155	+103 40
450	500											

Megjegyzés:

A táblázat az MSZ 1869 szerinti általános választékok tartalmazza. A vastagon szedett ér-

tűrésjel		ISO											
		s7	u8	H11	a11	b11	c11	d9	d11	h11	H12	b12	h12
		µm-ben											
	+24 +14	+32 +18	+60 0	-270 -330	-140 -220	-60 -120	-20 -45	-20 -80	-20 -60	+100 0	-140 -240	0 -100	
	+31 +19	+41 +23	+75 0	-270 -345	-140 -215	-70 -145	-30 -60	-30 -105	-30 -75	+120 0	-140 -260	0 -120	
	+38 +23	+50 +28	+90 0	-280 -370	-150 -240	-80 -170	-40 -76	-40 -130	-40 -90	+150 0	-150 -300	0 -150	
	+46 +28	+60 +33	+110 0	-290 -400	-150 -260	-95 -205	-50 -93	-50 -160	-50 -110	+180 0	-150 -330	0 -180	
	+56 +35	+34 +41 +81 +48	+130 0	-300 -430	-160 -290	-110 -240	-65 -117	-65 -195	0 -130	+210 0	-160 -370	0 -210	
	+68 +43	+99 +60 +109 +70	+160 0	-310 -470	-170 -330	-120 -280	-80 -142	-80 -240	0 -160	+250 0	-170 -420	0 -250	
	+83 +53	+133 +87	+190 0	-340 -530	-190 -380	-140 -330	-100 -174	-100 -290	0 -190	+300 0	-190 -490	0 -300	
	+89 +59	+148 +102	0	-360 -550	-200 -390	-150 -340	-174 -340	-290 -340	-190 -220	+300 0	-200 -500	0 -300	
	+106 +71	+178 +124	+220 0	-380 -600	-220 -440	-170 -390	-120 -207	-120 -340	0 -220	+350 0	-220 -570	0 -350	
	+114 +79	+198 +144	0	-410 -630	-240 -460	-180 -400	-207 -400	-340 -400	-220 -220	+350 0	-240 -590	0 -350	
	+132 +92	+233 +170	+250 0	-460 -710	-260 -510	-200 -450	-145 -245	-145 -395	0 -250	-400 0	-260 -660	0 -400	
	+140 +100	+253 +190	+250 0	-520 -770	-280 -530	-210 -460	-145 -245	-145 -395	0 -250	-400 0	-280 -680	0 -400	
	+148 +108	+273 +210	0	-580 +830	-310 -560	-230 -480	-145 -245	-145 -395	0 -250	-400 0	-310 -710	0 -400	
	+168 +122	+308 +236	0	-660 -950	-340 -630	-240 -530	-170 -285	-170 -460	0 -290	+460 0	-340 -800	0 -460	
	+176 +130	+330 +258	-290 0	-740 -1030	-380 -670	-260 -550	-170 -285	-170 -460	0 -290	+460 0	-380 -840	0 -460	
	+186 +140	+356 +284	0	-820 -1110	-420 -710	-280 -570	-190 -320	-190 -510	0 -320	-520 0	-420 -880	0 -520	
	+210 +158	+396 +315	+320 0	-920 -1240	-480 -800	-300 -620	-190 -320	-190 -510	0 -320	-520 0	-480 -1000	0 -520	
	+222 +170	+431 +350	0	-1050 -1370	-540 -860	-330 -650	-320 -650	-510 -650	-320 -320	-510 -650	-540 -1050	0 -520	
	+247 +190	+479 +390	+360 0	-1200 -1560	-600 -960	-360 -720	-210 -350	-210 -570	0 -360	+570 0	-600 -1170	0 -570	
	+265 +208	+524 +435	0	-1350 -1710	-680 -1040	-400 -760	-350 -570	-570 -650	-360 -360	0 0	-680 -1250	0 -570	
	+295 +232	+587 +490	+400 0	-1500 -1900	-760 -1160	-440 -840	-230 -385	-230 -630	0 -400	-630 0	-760 -1390	0 -630	
	+315 +252	+637 +540	0	-1650 -2050	-840 -1240	-480 -880	-385 -630	-630 -880	-400 -400	0 0	-840 -1470	0 -630	

ték az MSZ 4725 szerint a gépábrában előnyben részesítendő választékokat tünteti fel.

Illesztési választékok

Névleges átmé- rőcsoportok, mm		ISO									
		h5	F7	H6	J6	K6	M6	N6	h6	E8	
felett	-ig	Határeltérések,									
		µm									
	3	0 -4	+16 +6	+6 0	+2 -4	0 -6	-2 -8	-4 -10	0 -6	+28 +14	
3	6	0 -5	+22 +5	+8 0	+5 -3	+22 -5	-1 -9	-5 -13	0 -8	+38 +20	
6	10	0 -6	+28 +13	+9 0	+2 -4	-2 -7	-3 -12	-7 -16	+0 -9	+47 +25	
10	18	0 -8	+34 +16	+11 0	+6 -5	+2 -9	-4 -15	-9 -20	-9 -11	+59 +32	
18	30	0 -9	+41 +20	+13 0	+8 -5	+2 -11	-4 -17	-11 -24	0 -13	+73 +40	
30	40	0 -11	+50 +25	+16 0	+10 -6	+3 -13	-4 -20	-12 -28	0 -16	+89 +50	
40	50										
50	65	0 -13	+60 +30	+19 0	+13 -6	+4 -15	-5 -24	-14 -33	0 -19	+106 +60	
65	80										
80	100	0 -15	+71 +36	+22 0	+16 -6	+4 -18	-6 -28	-16 -38	0 -22	+126 +72	
100	120										
120	140										
140	160	0 -18	+83 +43	+25 0	+18 -7	+4 -21	-8 -33	-20 -45	0 -25	+148 +85	
160	180										
180	200										
200	225	0 -20	+96 +50	+29 0	+22 -7	+5 -24	-8 -37	-22 -51	0 -29	+172 +100	
225	250										
250	280	0 -23	+108 +56	+32 0	+25 -7	+5 -27	-9 -41	-25 -57	0 -32	+191 +110	
280	315										
315	355	0 -25	+119 +62	+36 0	+29 -7	+7 -29	-10 -46	-26 -62	0 -36	+214 +125	
355	400										
400	450	0 -27	+131 +68	+40 0	+33 -7	+8 -32	-10 -50	-27 -67	0 -40	+232 +135	
450	500										

Megjegyzés:

A táblázat az MSZ 1869 szerinti általános választékokot tartalmazza. A vastagon szedett

tűrése

F8	G7	H7	J7	K7	M7	N7	P7	S7	h7	H8
µm										
+20 +6	+12 +2	+10 0	+4 -6	0 -10	-2 -12	-4 -14	-6 -16	+14 -24	0 -10	+14 0
+28 +10	+16 +4	+12 0	+6 -6	+3 -9	0 -12	-4 -16	-8 -20	-15 -27	0 -12	+18 0
+35 +13	+20 +5	+15 0	+8 -7	+5 -10	0 -15	-4 -19	-9 -24	-17 -32	0 -15	+22 0
+43 +16	+24 +6	+18 0	+10 -8	+6 -12	0 -18	5 -23	-11 -29	-21 -39	0 -18	+27 0
+53 +20	+28 +7	+21 0	+12 -9	+6 -15	0 -21	-7 -28	-14 -35	-27 -48	0 -21	+33 0
+64 +25	+34 +9	+25 0	+14 -11	+7 -18	0 -25	-8 -33	-17 -42	-34 -59	0 -25	+39 0
+76 +30	+40 +10	+30 0	+18 -12	+9 -21	0 -30	-9 -39	-21 -51	-42 -78	0 -30	+46 0
+90 +36	+47 +12	+35 0	+22 -13	+10 -25	0 -35	-10 -45	-24 -59	-58 -93	0 -35	+54 0
+106 +43	+54 +14	+40 0	+26 -14	+12 -28	0 -40	-12 -52	-28 -68	-85 -125	0 -40	+63 0
+122 +50	+61 +15	+46 0	+30 -16	+13 -33	0 -46	+14 -60	-33 -79	-105 -151	0 -46	+72 0
+137 +56	+69 +17	+57 0	+36 -16	+16 -36	0 -52	-14 -66	-36 -88	-123 -169	0 -52	+81 0
+151 +62	+75 +18	+57 0	+39 -18	+17 -40	0 -57	-16 -73	-41 -98	-138 -190	0 -57	+89 0
+165 +68	+83 +20	+63 0	+43 -20	+18 -45	0 -63	-17 -80	-45 -108	-169 -226	0 -57	+97 0

értékek az MSZ szerint a gépiparban előnyben részesítendő választékokot tünteti fel.

19.8. táblázat folytatása

Névleges átmérőcsop- portok, mm		ISO								
		h8	D9	E8	F8	F9	H8	h9	D9	D10
felett	-ig	Határeltérések								
	3	0 -14	+ 45 + 20	+ 28 + 14	+ 20 + 6	+ 31 + 6	+ 14 0	0 - 25	+ 45 + 20	+ 60 + 20
3	6	0 -18	+ 60 + 30	+ 38 + 20	+ 28 + 10	+ 40 + 10	+ 18 0	0 - 30	+ 60 + 30	+ 78 + 30
6	10	0 -22	+ 76 + 40	+ 47 + 25	+ 35 + 13	+ 49 + 13	+ 22 0	0 - 36	+ 76 + 40	+ 98 + 40
10	18	0 -27	+ 93 + 50	+ 59 + 32	+ 43 + 16	+ 59 + 16	+ 27 0	0 + 43	+ 93 + 50	+ 120 + 50
19	30	0 -33	+ 117 + 65	+ 73 + 40	+ 53 + 20	+ 72 + 20	+ 33 0	0 - 52	+ 117 + 65	+ 149 + 65
30	40	0 39	+ 142 + 80	+ 89 + 0	+ 64 + 25	+ 87 + 25	+ 39 0	0 - 62	+ 142 + 80	+ 180 + 80
40	50									
50	65	0 -46	+ 174 + 100	+ 106 + 60	+ 76 + 30	+ 104 + 30	+ 46 0	0 - 74	+ 174 + 100	+ 220 + 100
65	80									
80	100	0 -54	+ 207 + 120	+ 126 + 72	+ 90 + 36	+ 123 + 36	+ 54 0	0 - 87	+ 207 + 120	+ 260 + 120
100	120									
120	140									
140	160	0 -63	+ 245 + 145	+ 148 + 85	+ 106 + 43	+ 143 + 43	+ 63 0	0 - 100	+ 245 + 145	+ 305 + 145
160	180									
180	200									
200	225	0 -72	+ 285 + 170	+ 172 + 100	+ 122 + 50	+ 165 + 50	+ 72 0	0 - 115	+ 285 + 170	+ 355 + 170
225	250									
250	280	0 -81	+ 320 + 190	+ 191 + 110	+ 137 + 56	+ 186 + 56	+ 81 0	0 - 130	+ 320 + 190	+ 400 + 190
280	315									
315	355	0 -89	+ 350 + 210	+ 214 + 125	+ 151 + 62	+ 202 62	+ 89 0	0 + 140	+ 350 + 210	+ 440 + 210
355	400									
400	450	0 -97	+ 385 + 230	+ 232 + 135	+ 165 + 68	+ 223 + 68	+ 97 0	0 + 155	+ 385 + 230	+ 480 + 230
450	500									

Megjegyzés:

A táblázat az MSZ 1869 szerinti általános választékokot tartalmazza. A vastagon szedett

tűrésjel											
E8	F8	F9	H8	H9	H10	h11	D11	H11	h12	B12	H12
µm-ben											
+ 28 + 14	+ 20 + 6	+ 31 + 6	+ 14 0	+ 25 0	+ 40 0	0 - 60	+ 80 + 20	+ 60 0	0 - 100	+ 240 + 140	+ 100 0
+ 38 + 20	+ 28 + 10	+ 40 + 10	+ 18 0	+ 30 0	+ 48 0	0 - 75	+ 105 + 30	+ 75 0	0 - 120	+ 250 + 140	+ 120 0
+ 47 + 25	+ 35 + 13	+ 49 + 13	+ 22 0	+ 36 0	+ 58 0	0 - 90	+ 130 + 40	+ 90 0	0 - 150	+ 300 + 150	+ 150 0
+ 59 + 32	+ 43 + 16	+ 59 + 16	+ 27 0	+ 43 0	+ 70 0	0 - 110	+ 160 + 50	+ 110 0	0 - 180	+ 330 + 150	+ 180 0
+ 73 + 40	+ 53 + 20	+ 72 + 20	+ 33 0	+ 52 0	+ 84 0	0 - 130	+ 195 + 65	+ 130 0	0 - 210	+ 370 + 160	+ 210 0
+ 89 + 50	+ 64 + 25	+ 87 + 25	+ 39 0	+ 62 0	+ 100 0	0 - 160	+ 240 + 80	+ 160 0	0 - 250	+ 420 + 180	+ 250 0
+ 106 + 60	+ 76 + 60	+ 104 + 30	+ 46 0	+ 74 0	+ 120 0	0 - 190	+ 290 + 100	+ 190 0	0 - 300	+ 490 + 190	+ 300 0
+ 126 + 72	+ 90 + 36	+ 123 + 36	+ 54 0	+ 87 9	+ 140 0	0 - 220	+ 340 + 120	+ 220 0	0 - 350	+ 570 + 220	+ 350 0
+ 148 + 85	+ 106 + 43	+ 143 + 43	+ 63 0	+ 100 0	+ 160 0	0 - 250	+ 395 + 145	+ 250 0	0 - 400	+ 660 + 260	+ 400 0
+ 172 + 100	+ 122 + 50	+ 165 + 50	+ 72 0	+ 115 0	+ 185 0	0 - 290	+ 460 + 170	+ 290 0	0 - 460	+ 800 + 340	+ 460 0
+ 191 + 110	+ 137 + 56	+ 186 + 56	+ 81 0	+ 130 0	+ 210 0	0 - 320	+ 510 + 190	+ 320 0	0 - 520	+ 880 + 420	+ 520 0
+ 214 + 125	+ 151 + 62	+ 202 + 62	+ 89 0	+ 140 0	+ 230 0	0 - 360	+ 570 + 210	+ 360 0	0 - 570	+ 1000 + 480	+ 570 0
+ 232 + 135	+ 165 + 68	+ 223 + 68	+ 97 0	+ 155 0	+ 250 0	0 - 400	+ 639 + 230	+ 400 0	0 - 630	+ 1170 + 600	+ 630 0

értékek az MSZ 4725 szerint a gépiparban előnyben részesítendő választékokot tünteti fel.

Ajánlott illesztések és alkalmazási területek

H6/f7	Tengelyen csúszó fogaskerék, csúszóperselyek	H7/r6	Csapágypersely a házban. Persely külső átmérője nagy falvastagság esetén. Szorosan sajtolt, elfordulás ellen külön nem biztosított fogaskerékek a tengelyen és kapcsolótárcsák a tengely végén
H6/g5	Forgattyúcsap a hajtórúdfejcsapágyban, dugattyúcsap a hajtórúdfejben	H7/s6	Perselyek, kerékkoszorúk és általában tengelyre melegen felhúzott alkatrészek
H6/h5	Robbanómotor csapágypersely külső átmérője. Vízszivattyú tengelye műanyag tömítőszelencében. Tömítő fedelek központosító pereme. Hidraulikus henger és dugattyú. Olajfékek dugattyúi. Marószerszám illesztése a marótengelyen vagy orsófejen	H7/s7	Perselyek kerekben, agyban, emeltyűkben nehéz üzemviszonyoknál. Szorosan ülő agyak, csatlógyűrűk
H6/j5	Motor csapágypersely külső átmérője. Lapátkerék tengelyre erősítése	H8/d10	Tengelykapcsolók kinyomó csapágya és hüvelye. Feltétlenül játékot igénylő vállak távolságmegadása. Differenciálzár váltócsapja. Ékek és egyéb mezőgazdasági gépek siklócsapágyai. Közlőmű csapágyak laza szíjtárcsái. Mozdonyok közös csapágyai. Dugattyúgyűrűk szélessége a horonyban
H6/k5	Fogaskerék a tengelyen. Csapágycsészék a házban. Villamosmotorok, szivattyúk és fogaskerék-hajtások golyócsapágyainak tengelyre erősítése	H8/e8	Erősen felmelegedő mozgó orsók, többszörösen megtámasztott tengelyek és kézi-hajtások csapágyazása. Dugattyús gépek forgattyús tengelyének főcsapágyai, hajtórúdcsapágy a keresztfejben. Keresztfejvezeték, dugattyúrúd, tolattyúrúd vezetése. Belsőégésű motorok szeleporsoinak és dugattyúgyűrűinek vezetése. Villamos for-
H7/e8	Differenciál kúpkerék a házban. Hátramenetengely. Csigá és csigakerék ágyazása. Villamosmotorok siklócsapágyai		

H7/f7	Bütyköstengely csapágyazása. Szelepemelő tengely csapágyazása és a szelepemelő rudazat perselyezése. Olajszivattyúkerek és tolókerek csapágyazása a tengelyen. Villamos kapcsolók, relék és gerjesztésszabályozók mozgó részeinek finom illesztése. Indikátordugattyú vezetése. Szerzőgépek főtengelyeinek, továbbá a csigatengelynek, kardántengelyeknek és dörzskapcsolóknak pontos csapágyazása. Hajtórúdcsapágyazás. Fogaskerék-szekrény siklócsapágyai. Feszítő gyűrűk	H8/e8	gőgépek csapágyazása. Hengerek, fogaskerék, szivattyú lapátkerek és ventilátor tengelyek csapágyazása, tömítőszelencék beerősítése. Tengelykapcsoló elcsúsztatható részei. Közlőmű- és előtengelyek csapágyazásai. Nagy fordulatszámú gépek siklócsapágyai, ha nagy játék kívánatos
H7/g6	Forgattyútengely forgattyúcsapja a hajtórúdcsapágyban. Nagyobb átmérőjű központosító peremek. Maróorsók, osztófejorsók, osztófejcsapágyazások, indexcsapszegek és húzóékes kerék igen pontos csapágyazásainak illesztése	H8/e9	Többször ágyazott tengelyek, féktengelyek és olyan alkatrészek és tengelyek ágyazása, ahová szennyeződés, sár juthat. Közlőműtengely osztott csapágyperselyben ágyazva
H7/h6	Sebességváltó váltókerekeinek csapágyazása. Eltolható kapcsolótárcsa csapágyazása. Központosító perem vagy csap, zárófedél vezető pereme. Bordástengely tégőrgőkön ágyazott csapja. Csapághüvely külső átmérője. Csúcsnyeregben a csúcs-hüvely. Sugárfutógép oszlopának vezetése. Fűrőfej. Állógyűrűk, indexcsapok. Fogattyúk és kézikerék felerősítése	H8/f8	Könnyen szerelhető központosító perem. Szemcsapágy, futókerékpersely, kötélkorong illesztése tengelyen vagy csapon. Kötéldob, csuklórúd, osztott csapágypersely hajtóművekben. Relék, kapcsolók, gerjesztésszabályozók mozgó részei
		H8/h8	Sebességváltókar-gömb az ágyában. Váltóvilla, furat és váltósín. Ékelt, osztatlan szíjtárcsa-agy a tengelyen. Relék, kapcsolók mozgó részeinek egyszerű illesztése, osztott csapágházak osztott perselye, központosító perem. Tengelyen eltolható fogaskerék. Osztott vállas persely tengelyirányú illesztése. Csapszegfurat, csapszeg. Hengeres tolatyúház és tolatyú illesz-

H7/h8	Villamos készülékek elforduló tengelyeinek	H8/h8	tése. Fogaskerék szekrényben csapágytok és persely beerősítése. Fényesre húzott anyagok tűrése h8.
H7/h9	finom ágyazása.	H8/n7	Fogaskerék, csigakerék, lánckerék, szíjtárcsa, ékszíjtárcsa, tengelykapcsolótárcsa, féktárcsa, kötélkorong, kötéldob, nyomatékot átvivő kar feléléknél. Vándoranya illesztett csavar esetén.
H7/j6	Tolókerék, kapcsolóhüvelyek felerősítése. Illesztőperselyek, csapágyperselyek külső átmérője. Villamos motor pajzsának és az állórésznek az illesztése és más hasonló központósító peremek. Hengeres dugattyúrúd csap a keresztfejen. Vezérlő villa csapja. Állítógyűrűk, kézikerekek felerősítése. Alkatrészek központósítása.	H8/p7	a H8/n7-nél megadott esetekben, ha az agy vékony vagy lökészerű a terhelés.
H7/k6	Ritkán szétszerelendő ékelt agyak és tengelyek. Vezértengely hajtókerekeinek és excentertárcsák felerősítése. Lendítőkerekek, szíjtárcsák, fogaskerekek és kapcsolótárcsák felerősítése. Turbina és villamosmotor forgórészének tengelyre erősítése. Kis erővel terhelt fogantyúk, emeltyúk és kézikerek felerősítése. Illesztőperselyek, tömszelencebélés beerősítése.	H8/s7	Szemcsapágy, futókerék, kötélkorong, kötéldob, csuklórúd perselyei. Bronz vörösréz stb. persely az agyban vagy házban.
H7/m6	Tengelyre ékelt agyak, fogaskerék, csigakerék, féktárcsák, szíjtárcsák, ékszíjtárcsák, tengelykapcsolótárcsák 120 mm átmérőig. Többször ki- és beszerelendő, kifogástalanul központósítandó alkatrészek játéka.	H9/h9	Szerelési méretek és húzott anyagok tűrései.
		H11/a11	Bordástengelyek nem vezető átmérői. Távtartótárcsa ott, ahol játék szükséges. Csapágycsészék, perselyek hossza.
		H11/b11	Süllyesztett peremek, fedelek. Távtartógyűrűk- és hüvelyek. Mezőgazdasági, építőipari és háztartási gépek csapágjai.
		H11/c11	Csuklópánt furata és csapja.

H7/m6	mentes illesztése. Fogaskerék csapágyperselyei, Illesztőcsap illesztése a szilárd oldalon. Kommutátor, forgórész, csúszógyűrű, ventilátoragy felerősítése villamos gépeken és a szabad tengelyvégen.	H11/d11	Tömszelence és vezetéke, tömszelence és az orsó. Tengelyen forgó egyszerű görgő vagy korong. Mezőgazdasági gépek és háztartási berendezések csapágjai. Levehető emelők és karok, villák csapágjainak és görgőinek ágyazása.
H7/m6	Fogaskerék, csigakerék, ékelt szíjtárcsa, féktárcsa felerősítése 120 mm-nél nagyobb átmérőjű tengelyre vagy csapra. Tengellyel lengő, vagy forgó karok, szögemelők felerősítése. Illesztő csapok. Forgáskörben lökésnek kitett részek illesztése. Villamos motorok forgórésze, kapcsoló tárcsák a tengelyvégen.	H11/h11	Állítógyűrű a tengelyen. Összehegesztés céljára előmunkált furat és csap. Csap és hengeresszeg szerelése. Csuklós rudazatok furatai és csapjai. Villamos készülékek előforduló tengelyeinek egyszerű illesztése. Féktengely és emeltyúk. Gumikarmantyús tömítéshez a tengelyátmérőnek és a hengeresszeg-átmérőnek, a fogaskerékfej-körátmérőnek és a távtartó hüvely hosszának tűrései h11.
H7/p6	Házakba, öntvényekbe, kerékagyakba, osztatlan hajtórudakba sajtolt persely. Bronzkoszorú öntöttvas keréktárcsán, agyon, tengelyen. Szorosan ülő fogaskerék felerősítése, hajtórúd perselye, dugattyúrúd beerősítése.		

Példaképpen a 19.14. ábrán bemutatott, gyakran szerelésre szoruló szerkezet csap (1), villa (2) és tartóvas (3) illesztésének (kapcsolatának) jellegzetességeit vizsgáljuk. A 19.22. ábrán az alkatrészek kapcsolódásának két lehetőségét mutatjuk be. Az *a* ábrán a csap és a tartóvas illeszkedése laza, a csap és a villa átmeneti jellegű. Érdemes ezt az átmeneti illesztést részletesen megvizsgálni. A 19.23a ábra a közepes méretű csap és lyuk-(villa) méretű elhelyezkedést mutatja.

A 19.22.a. ábrán a 19.8. táblázatból kivett adatokkal rajzoltuk meg a tűrésmező elhelyezkedéseket. A tervező elgondolása az ábrák alapján az, hogy a csap és a villa kapcsolatát játékkal valósítsa meg. Az illesztésre

jellemző méreteket az ábra adatainak ismeretében matematikailag is meghatározhatjuk.

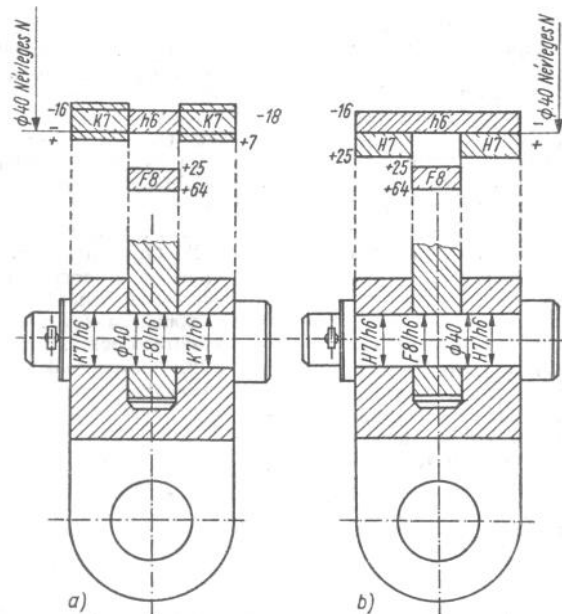
Mivel átmeneti illesztést vizsgálunk ezért a legnagyobb játékot és a legnagyobb fedést kell meghatároznunk.

Nagy fedés:

$$NF = FH_C - AH_L = 0 - (-16) = +16 \mu\text{m};$$

Nagy játék:

$$NJ = FH_L - AH_C = +7 - (-16) = +23 \mu\text{m};$$



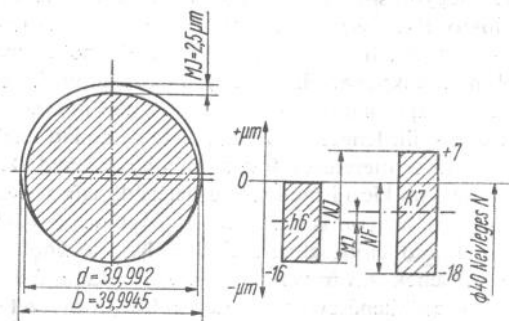
19.22. ábra. Alkatrészek kapcsolódásának lehetőségei

Mivel $NJ > NF$ ezért az alkatrészek kapcsolódására a közepes játék jellemző.

$$\begin{aligned} MJ &= \frac{1}{2} (FE_L + AE_L) - \frac{1}{2} (FE_C + AE_C) = M_L - M_C = \\ &= \frac{1}{2} (+7 - 18) - \frac{1}{2} (0 - 16) = -5,5 + 8 = +2,5 \mu\text{m}. \end{aligned}$$

Ha esetleg tévednénk és a közepes fedést határoznánk meg, úgy eredményként negatív eredményt ($-2,5 \mu\text{m}$) kapunk. Ez arra figyelmeztet hogy nem fedés, hanem játék alakul ki a közepes méretek különbségként.

Tehát a közepes játék elvileg megvalósul, de ez még nem jelenti azt, hogy a gyártott alkatrészek párosításánál sikerül minden esetben a kiválasztást a „matematikai számításnak” megfelelően elvégezni. Ez összhangban a 19.23. ábrával azt jelenti, hogy a csap és a villa gyártásának (a jó munkadarabok elfogadásának) méretszóródására az $\varnothing 40 \frac{K7}{h6}$ előírású



19.23. ábra. Csap (csapszeg) és lyuk (villa) illesztésének ábrázolása

tűrésmező nagyság és elhelyezkedés jellemző, tehát a valóságos méretek szóródása miatt nem biztos, hogy a párosításnál a tervező elgondolása érvényesül. A várható legnagyobb fedés közel 70%-a a legnagyobb játéknak, ez pedig azt jelenti; bizonyos párosításnál (illeszkedésnél) a szerelést csak úgy lehet végrehajtani, hogy közben a csap futófelülete tönkre megy. Összegezve a megállapításainkat a 19.22a ábra szerinti kivitelezést nem tartjuk megfelelőnek, — helyette a b ábra változatát tartjuk helyes megoldásnak. Ha nem fenyeget a csap kiverődése, akkor a legnagyobb játékot ($41 \mu\text{m}$) még megengedhetőnek fogadhatjuk el. Az ábra alapján az is természetes, hogy fedés nem alakulhat ki az alkatrészek között, tehát a csap nem sérülhet meg szereléskor. A közepes játék $MJ = 20,5 \mu\text{m}$ értékű.

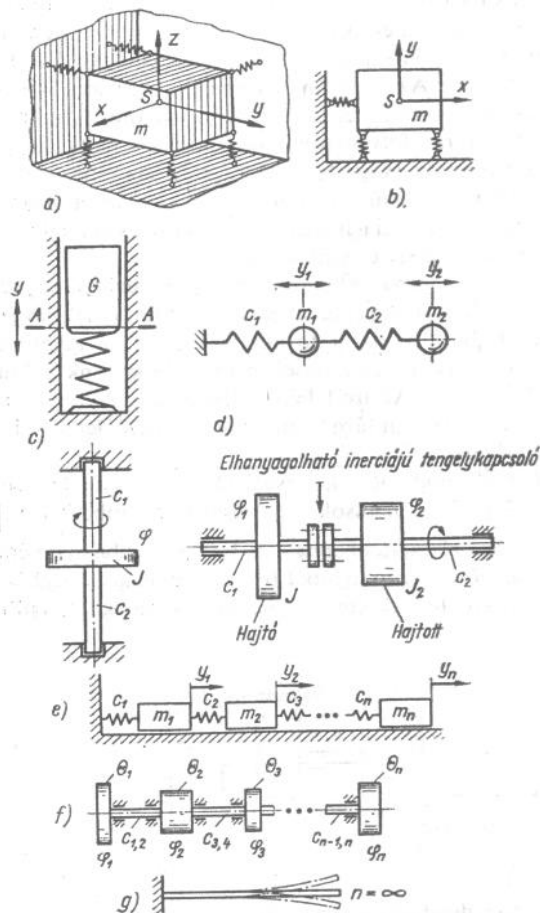
20. Műszaki lengések vizsgálata

A műszaki életben nagyon sok helyen találkozunk lengésekkel, ill. rezgésekkel. Alig található olyan gép, szerkezet, berendezés, amelynek ne lenne rezgés-, vagy lengéskeltő hatása. A járművek, a felvonók, a mozgólépcsők eseteiben pl. mindenki érzékeli ezeket a dinamikai hatásokat. A gépek és berendezések kapcsolataiban nagyon sokszor közvetlenül nem érzékelhetjük a rezgés-, ill. lengéskeltő hatásokat de emiatt ezeket elhanyagolni vagy mellőzni a méretezés folyamán nem szabad. Elég utalni arra, hogy még a nagyon kicsi ismétlődő terhelés, ill. igénybevétel hatása is beláthatatlan (vagy nagyon is belátható!) következményekkel járhat; fáradásos-töréssel, idő előtti elhasználódással, a technológiai műveletek pontos elvégzésének zavarai, a járművek stabilitásának (kormányozhatóságának) csökkenésével a rezgéskeltő környezetben dolgozók szervezetének károsodásával, sőt életének veszélyeztetésével stb. kell számolnunk.

A lengések veszélyességének megítélésére még visszatérünk, jelenleg csak arra hívjuk fel a figyelmet, hogy az erő és munkagépek dinamikai jellemzőire, a gépek összekapcsolásánál a kapcsolat jellegének és dinamikai tulajdonságainak ismeretére, más esetekben (pl. gépjárművek vagy gépálapok vizsgálatánál) egyedi jellemzők (pl. az útfelület lengéskeltő hatása vagy talajmechanikai viszonyok) ismeretére van szükség. Az adott gép vagy szerkezet lengéstani vizsgálata többnyire helyettesítő modell felvétele alapján lehetséges. A modell felvételének két igényt kell kielégíteni:

- Törekednünk kell a valóságos viszonyok – (a tömegek, a rugalmas elemek, a csillapítások) – lehető legtökéletesebb megközelítésére;
- Mivel minél egyszerűbb egy modell felépítése, annál könnyebb a lengéstani jellemzők meghatározása, ezért olyan egyszerűsítő feltevéseket és elhanyagolásokat engedünk meg, amelyekkel a modell az egyszerűsége ellenére sem zárja ki a kielégítő pontosságú eredmények megszerzését.

A lengőrendszereket helyettesítő modellek osztályozását a mozgásban résztvevő tömegek száma szerint vagy a mozgásuk szabadságfoka alapján soroljuk különböző csoportokba. A tömeg szerinti osztályozásnál meg kell különböztetni az egyetlen ponttal (a tömegponttal) jellemezhető mozgást (pl. 20.1c ábra), és azt az esetet, amelynél a lengőrendszer rugalmas része nem választható külön a tömegtől (pl. 20.1g ábrán látható hajlító-lengést végző rúd), mivel ezek megoszlása folyamatos.



20.1. ábra. Lengőrendszerek

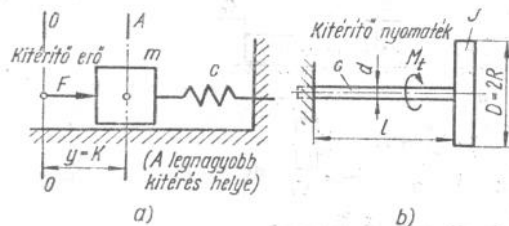
A mozgás szabadságfoka szerinti osztályozásnál azt kell vizsgálnunk, hogy a tömeg (tömegek) mozgását hány egymástól független koordinátával szükséges megadnunk.

A 20.1. ábrán bemutatott lengőrendszerek esetén a következő megállapításokat tehetjük: Az *a* ábra egytömegű hatszabadságfokú (a tömeg súlypontja elmozdulhat *x*; *y*; *z* irányba, és ezek körül el is fordulhatnak) lengőrendszert mutat be. A *b* ábrán a test csak síkmozgást végezhet, ezért a szabadságfoka három. A *c* ábrán egytömegű haladó mozgást, és egy tömegű (inercianyomatékú) forgó-lengést végző test szabadságfoka egy. A *d* ábrán kettőtömegű és kétszabadságfokú haladó és forgó lengőrendszerek láthatók. Az *e* ábrán *n* tömegű soros lengőrendszer szabadságfoka is *n*. Az *f* ábrán megadott torziós lengőrendszer szintén *n* szabadságfokú. A *g* ábrán folyamatos tömegeloszlású hajlító lengéseket végző rudat ábrázoltunk (vagy lemezt, tárcsát, héjszerkezetet stb.) ezek ún. végtelen szabadságfokú, ún. kontinuum lengéseket végeznek. Megjegyezzük, hogy a lengéstan jellemzők meghatározása annál bonyolultabb, minél nagyobb a rendszer szabadságfoka.

A lengőrendszerek mozgását az ún. mozgásegyenletek írják le. A mozgásegyenletek felírásának egyik lehetőségét az ún. *D'Alembert*-elv alkalmazásával kifejezhető esetet a továbbiakban — az alaptípusok ismertetésénél — közöljük, de részletesen nem foglalkozunk a különböző felírási módszerekkel. Az irodalomjegyzékben több olyan szakmunka van, amelyek részletesen tárgyalják a mozgásegyenletek felírásának legelterjedtebb módszereit.

A lengőrendszerek modelljeinek vizsgálatánál a rugalmas elemek, a csillapítás, a külső gerjesztőhatások befolyását figyelembe kell venni.

A lengéstan jellemzők értelmezése. A legegyszerűbben felépített egyszabadságfokú lengőrendszer rugóból (*c*), és egy lengőtömegből (*m*) vagy forgólengést végző testből (tehetetlenségi nyomaték; *I*) építhető fel (20.2. ábra).



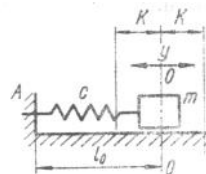
20.2. ábra. Egyszabadságfokú lengőrendszerek
a) haladó mozgást végző rendszer; b) forgó mozgást végző rendszer

A nyugalmi helyzetből (0—0) kitérítve az *m* tömeg ún. szabad lengést végez (20.3. ábra). Az ilyen szabad lengéseknek — mivel nincs csillapítás és gerjesztés a rendszerben — minden mozgásjellemezője harmonikus és periodikusan ismétlődik. A mozgás legfontosabb meghatározója az ún. saját körfrekvencia, amelynek kifejezése egyenesvonalú lengés esetén:

$$\alpha = \sqrt{\frac{1}{mc}} = \sqrt{\frac{s}{m}} \left[\frac{1}{s} \right]$$

és forgó lengésre:

$$\alpha = \sqrt{\frac{1}{Ic}} = \sqrt{\frac{s}{I}} \left[\frac{1}{s} \right]$$



20.3. ábra. Szabadlengés vizsgálata

Az összefüggésekben *s*, a rugómerevség értéke, és $s = \frac{1}{c}$ kifejezéssel határozható meg a nagysága. A körfrekvenciát $\frac{1}{s}$ -ban szokás kifejezni.

Az α körfrekvencia segítségével könnyen meghatározható és ábrázolható (20.4. ábra) az egyenesvonalú lengést jellemző kitérés, sebesség, gyorsulás értékek. Forgólengés esetén a szögelfordulás, a szögsebesség, a szöggyorsulás határozható meg kinematikai jellemzőként. A kétféle mechanikai lengés összehasonlítását a 20.1. táblázatban mutatjuk be. Az alapvető kinematikai jellemzőket a következőképpen adjuk meg:

Egyenes vonalú lengésnél:

a kitérés:	$y = K \sin \alpha t;$
a sebesség:	$v = K\alpha \cos \alpha t;$
a gyorsulás:	$a = -K\alpha^2 \sin \alpha t$

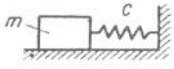
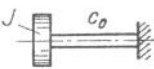
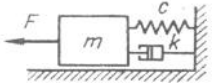
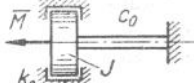
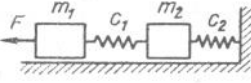
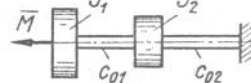
Forgó lengésnél:

a szögelfordulás:	$\varphi = \varphi^* \sin \alpha t;$
a szögsebesség:	$\omega = \varphi^* \alpha \cos \alpha t;$
a szöggyorsulás:	$\varepsilon = -\varphi^* \alpha^2 \sin \alpha t.$

Az összefüggésekben *K* a legnagyobb kitérés (amplitúdó), φ^* a legnagyobb szögelfordulás, *t* az időváltozó (paraméter). A legnagyobb sebesség $v_{\max} = K\alpha$, a legnagyobb szögsebesség $\omega_{\max} = \varphi^* \alpha$. A gyorsulás értelme ellentétes a sebesség értelmével, és a legnagyobb értéke $a_{\max} = -K\alpha^2$, a forgólengésnél hasonlóképpen $\varepsilon_{\max} = -\varphi^* \alpha^2$ fejezhető ki.

Az előzőek alapján megállapítható, hogy a lengőmozgás szinusz

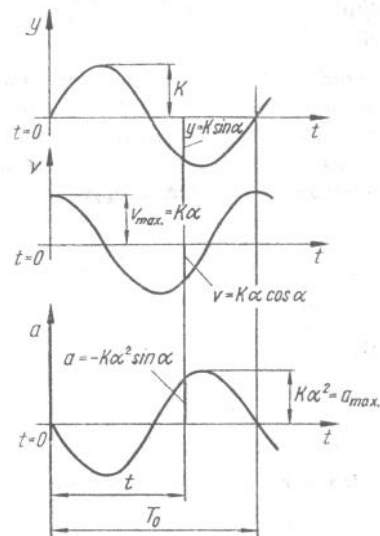
Mechanikai lengések összehasonlítása

Egyenesvonalú lengés		Forgó lengés	
Elmozdulás, kitérés	a, y	szögelfordulás	φ
Sebesség	$v = \dot{y}$	szögsebesség	$\omega = \dot{\varphi}$
Erő	F	nyomaték	M
Tömeg	m	tehetetlenségi nyomaték	J
Rugóállandó	c	torziós rugóállandó	c_0
Csillapítás tényező	k	a torziós csillapítás tényezője	k_0
Mozgási energia	$mv^2/2$	mozgási energia	$J\omega^2/2$
Helyzeti energia	$y^2/2c$	helyzeti energia	$\varphi^2/2c_0$
Mozgásmennyiség	mv	perdület	$I\omega$
	$\alpha = \frac{1}{\sqrt{mc}}$		$\alpha = \frac{1}{\sqrt{Jc_0}}$
			
			

és koszinusz függvények szerint (2π szerint) periodikusak. Az egy periódus, ill. egy teljes lengés ideje:

$$T_0 = \frac{2\pi}{\alpha} = 2\pi\sqrt{mc} \quad \text{haladó, egyenes vonalú lengésnél, és}$$

$$T_0 = 2\pi\sqrt{Jc_0} \quad \text{forgólengés esetén.}$$



20.4. ábra. Egyenesvonalú szabad lengés jellemzői

A lengések szaporaságát frekvenciának nevezzük és az egy másodpercre eső lengések számával határozzuk meg, és hertzekben fejezzük ki:

$$f = \frac{1}{T_0} [H_r].$$

A percnkénti lengések száma az ún. saját lengésszám:

$$n = 9,55 \alpha,$$

$$\text{ahol } a \ 9,55 = \frac{60}{2\pi}.$$

Az előzőekben vizsgált modell a rugó visszatérítő erejének hatására végzi mozgását, így az indításnál kapott energia nagysága változatlan marad, csak az energia formája (a mozgási, és a rugóban felhalmozott potenciális) változik.

Összegezve a szabadlengésre vonatkozó ismereteinket:

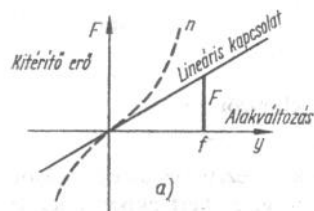
- A lengés folytonos energiaátalakulások folyamatának tekinthető.
- A lényeges veszteség nélküli energiaátalakulások folyamata esetén mindig szabad lengésekre kell számítani.

A lengőmozgást végző rendszerben azt a rugalmas elemet, amely a potenciális energia tárolója: rugónak nevezzük. Feltételezzük, hogy az anyaguk homogén és a Hooke-törvény szerint végzik alakváltozásukat. A dinamikai rendszerben a rugalmas elemet, a rugót az ún. c rugóállandóval jellemezzük. Az előző feltételezésünk alapján az egyenes vonalon lengőrendszerre (20.5a ábra):

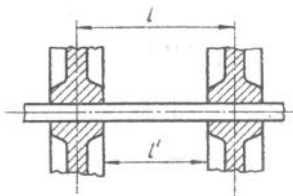
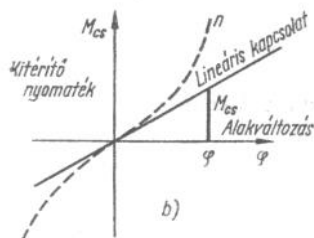
$$c = \frac{F}{\Delta y} \left[\frac{\text{cm}}{\text{kp}} \right]$$

és a forgólengésekre (20.5b ábra):

$$c = \frac{\varphi}{M} \left[\frac{\text{rad}}{\text{cm} \cdot \text{kp}} \right]$$



20.5. ábra. Rugóállandó értelmezése



20.6. ábra. A szerkezeti kialakítás hatással van a rugóállandó nagyságára

A rugalmas elemek rugóállandóját a választott geometriai méretek és az anyagjellemzők alapján határozhatjuk meg, az alakváltozási egyenletek segítségével. A 20.2. táblázatban közölt összefüggések a leggyakrabban alkalmazott típusokra adják meg a rugóállandó kifejezéseit, és az anyagkihasználás határfokát %-ban.

Az irodalomjegyzékben részletesebb, a rugótervezést pontosabban meghatározó szakmunkák vannak feltüntetve.

Az alakváltozás és a terhelés kapcsolata az előzőekben lineáris volt. Megjegyezzük, hogy a rugók lineáris alakváltozásától, a szerkezeti kialakítás (megfogás, alak, méretek, többsoros kivitel stb.) változtatásával, vagy az anyagának célszerű megválasztásával könnyen eltérhetünk (20.5. ábra n jelzés). A szerkezeti kialakítás eseteire látunk példákat a 25.15. ábrán a tengelykapcsoló tárgyalásánál. A rugóanyag esetére a gumirugó alkalmazását hozhatjuk példának. Megjegyezzük, hogy a gumi idomrugókkal tetszőleges függvénykapcsolatú rugókarakterisztikát valószínűsíthetünk meg.

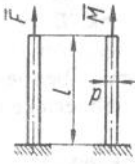
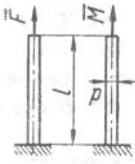
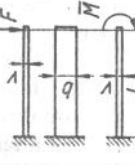
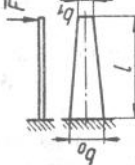
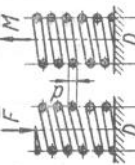
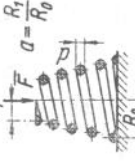
A lengőrendszerben gyakran nem egyetlen, hanem több rugalmas elem tölti be a rugó szerepét. Ilyenkor az ún. eredő rugóállandót kell meghatározni. A különböző kapcsolatú rugók eredő rugóállandó és rugómerevség számítása a 20.3. táblázat összefüggései alapján lehetséges.

A rugóállandók meghatározásánál figyelembe kell venni a szerkezeti beépítés hatásait. A 20.6. ábrán látható tengely bizonyos szakaszai tárcsaagyakkal érintkező részeinek szabad, rugalmas alakváltozását az agyakkal való kötése (pl. retesz-kötés) gátolja. Ezért a rugóállandó értéke, a valóságnál nagyobbra adódik, ha a tengely alakváltozási hosszát a tárcsaközéptől tárcsaközépig vesszük fel (a 20.6. ábrán l jelzésű hossz). Ha a valóságnál lágyabb rugókkal végezzük el a lengéstani jellemzők meghatározását, úgy a lengőrendszer saját lengésszámai (a saját körfrekvenciák) a valóságnál kisebb értékűek. Ez a „tévedésünk” nem megy a biztonság rovására akkor, ha a rendszer legalacsonyabb saját lengésszámát keressük, azért mert az üzemkőzben jelentkező gerjesztőhatások frekvenciáját ennél is alacsonyabb értéken kívánjuk tartani (lásd még a gerjesztés tárgyalásánál).

Ha az a célunk, hogy a gerjesztő frekvenciák a rendszer legmagasabb saját frekvenciájánál is magasabb értékűek legyenek, úgy akkor járunk el biztonsággal, ha a valóságnál keményebb rugókkal számolunk. Ilyenkor a rugóállandó számításánál a tengelynek az agyakkal érintkező részeit teljesen merevnek kell tekintenünk (a 20.6. ábrán l' jelűvel kell számolnunk!).

Az előzőekben említett értékelésnek adott esetben nagyon jelentős kihatása lehet: Ilyen esetre példa a 33. fejezetben tárgyalt felvonó hajtó-

A főbb rugótípusok számítási összefüggései

Megnevezés	Állandó keresztmetszetű rúd	Állandó szélességű laprugó	Változó szélességű laprugó	Hengeres csavarrugó	Kúpos csavarrugó
A rugó vázlata és méretei (E a rugó anyagának rugalmassági modulusa; G a csúsztató rugalmassági modulus) 					
rugóállandó	$c = \frac{l}{AE}$	$c = \frac{4l^3}{bv^3E}$	$c = k \frac{4l^3}{b_0v^3E}$	$c = \frac{8D^3n}{d^3G}$	$c = \frac{21,4R_0^3n(1-a^2)}{d^4Gln(1/a)}$
maximális feszültség	$\sigma = \frac{F}{A}$ $\sigma = \frac{fE}{l}$	$\sigma = \frac{6Fl}{bv^3}$ $\sigma = 1,5 \frac{Efv}{l}$	$\sigma = \frac{6Fl}{b_0v^3}$ $\sigma = 1,5 \frac{Efv}{kl^2}$	$\tau = 2,55 \frac{FD}{d^3}$ $\tau = \frac{Gfd}{nD^2\pi}$	$\tau = 5,1 \frac{FR_0}{d^3}$
anyagkihasználás	100%	11,1%	$\frac{22,2k}{1+b_1/b_0} \%$	50%	16,7(1+a+a^2)%

f elmozdulás az F erő irányában

a melegtellekeds szöge állandó

ψ szögefelfordulás az M nyomaték hatására

rugóállandó	$c_0 = 10,2 \frac{l}{d^4G}$	$c_0 = \frac{12l}{bv^3E} *$		$c_0 = \frac{64Dn}{d^4E}$	
maximális feszültség	$\tau = 5,1 \frac{M}{d^3}$ $\tau = \frac{\varphi Gd}{2l}$	$\sigma = \frac{6M}{bv^2}$ $\sigma = \frac{E\varphi v}{2l}$		$\sigma = 10,2 \frac{M}{d^3}$ $\sigma = \frac{E\varphi d}{2\pi Dn}$	$\tau = 5,1 \frac{FR_0}{d^3}$
anyagkihasználás	50%	33,3%		50%	25(1+a^2)%
Megjegyzés	A a rúd keresztmetszetének területe	* l hosszúságú anyagból készített spirálrugóra is érvényes	A k tényező megközelítő értéke $k = \frac{3b_0}{2b_0+b_1}$	n a működő menetek száma	** a terhelés F n a működő menetek száma

a melegtellekeds szöge állandó**

Az eredő rugóállandó és rugómerevség számítása

Megnevezés	Vázlat	Eredő, C_e rugóállandó	Eredő, S_e , rugómerevség. $S_i = \frac{1}{C_i}$
Soros kapcsolás		$C_e = C_1 + C_2$ $C_e = \sum C_i$	$S_e = \frac{S_1 S_2}{S_1 + S_2}$ $\frac{1}{S_e} = \sum \left(\frac{1}{S_i} \right)$
Párhuzamos kapcsolás		$C_e = \frac{C_1 C_2}{C_1 + C_2}$ $\frac{1}{C_e} = \sum \frac{1}{C_i}$	$S_e = S_1 + S_2$ $S_e = \sum S_i$
Ferdén elhelyezett rugók*		$\frac{1}{C_e} = \sum \frac{\cos^2 \alpha_i}{C_i}$	$S_e = \sum S_i \cos^2 \alpha_i$
Csukló körül elforduló merev rúd*		$C_e = \frac{l_e^2}{\sum \left(\frac{l_i^2}{C_i} \right)}$	$S_e = \frac{\sum (S_i l_i^2)}{l_e^2}$

* A felírt összefüggések csak kis elmozdulásokra érvényesek

A rugalmas elem tömegének figyelembevétele

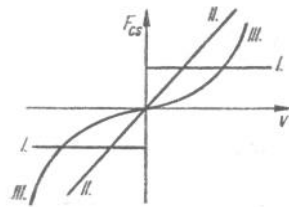
Vázlat	A rugó tömegének az m tömeghez adandó hányada
	33,3%
	33,3%
	23,6%
	48,6%
	37,5%
	A J -hez a tengely tehetetlenségi nyomatékának 33,3%-a adandó hozzá

tárcsa tengely rugóállandó meghatározása, mivel nem mindegy (lásd 33.1. ábra), hogy mekkora tengelyszakaszt veszünk szabadnak, ill. kötöttnek. A különböző értelmezések szerint számított rugóállandók között 2–3-szoros eltérések is lehetnek.

Mivel a rugó az esetek nagyrésztében nem elhanyagolható tömegű, ezért a lengés vizsgálatánál figyelembe kell venni. A 20.4. táblázat a gyakorlatban gyakran előforduló esetekre adja meg a lengő tömeghez hozzáadandó rugalmas elem tömegének nagyságát %-ban kifejezve.

A számítást a továbbiakban ilyenkor úgy végezzük mintha a rugó tömege zérus lenne.

Az előzőekben tárgyalt legegyszerűbb modell esetén a csillapításokat elhanyagoltuk. Mivel a lengőrendszer tömegei valamilyen közegben (többnyire levegőben) végzik mozgásukat ezért a közegellenállás fékezi a mozgást. További ellenállást jelentenek az elmozduló szerkezeti elemek közötti súrlódások. A rugalmas elemek anyaga az alakváltozási folyamatban az anyag belső súrlódása (hiszterézise) miatt szintén veszteséget



20.7. ábra. Lengéseknél előforduló csillapítóhatások

jelent. Ezeket az energiaemésztő hatásokat közös néven csillapításoknak nevezzük.

Három csoportba soroljuk a lengéseknél előforduló csillapításokat (20.7. ábra).

I. Az ellenállás az egész lengéstartam alatt állandó nagyságú, tehát független a sebességtől, frekvenciától stb. Ilyen az ún. Coulomb-féle súrlódás (szilárd testek súrlódása stb.).

II. Az ellenállás a lengő tömeg sebességének első hatványával arányos.

Ilyen az ellenállás, ha a test folyadékban vagy gázban lassan mozog, ilyen csillapítás található mágneses mezőkben mozgó elektromos vezetők esetében stb. Ehhez a csoporthoz tartozik az ún. belső csillapítóhatások vizsgálata is, amelynek fészket a deformálódó anyag belsejében kell keresnünk (mechanikai hiszterézis). Az e csoportba tartozó ellenállások nyújtják a legáttekinthetőbb és legegyszerűbb mechanikai tárgyalást. Az ide tartozó lengéseket nevezzük csillapított lengéseknek:

$$F_{cs} = -kv, \quad \text{ahol } k \text{ a csillapítás tényezője.}$$

III. Az ellenállás a sebesség négyzetével arányos. Ilyen a hidrodinamikai problémáknál előforduló ellenállás (pl. siklócsapágyak esete, légellenállás stb.).

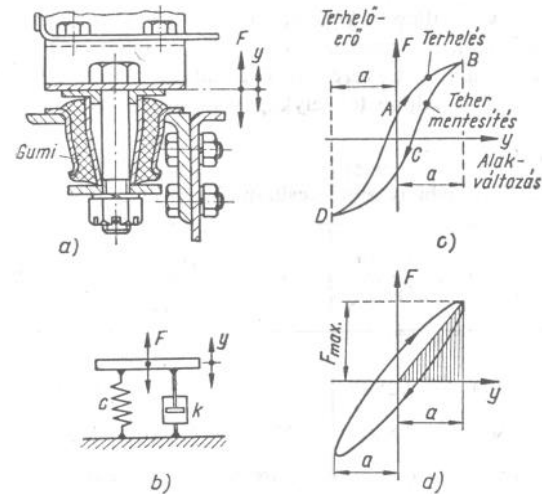
A gyakorlati feladatok többségénél a csillapító ellenállást a lengőmozgást végző test sebességének első hatványával arányosnak vesszük.

$$F_{cs} = -kv.$$

Az összefüggésben az ellenállást az F_{cs} csillapító erőt jelenti; v a mozgás sebessége, és k a csillapítás tényezője, amelynek mértékegysége $\frac{\text{kps}}{\text{cm}}$. Forgó lengések esetén a csillapító nyomaték:

$$M_{cs} = -k\omega.$$

Ekkor $\text{kp}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}$ a csillapítási tényező mértékegysége. A csillapítási tényező meghatározása folyadékellenállás esetén nagymértékben függ a viszkozitástól, és ezen keresztül a hőmérséklettől. Alapesetek és különböző olajos csillapítók esetén a közölt irodalom alapján lehetséges a k tényező számszerű meghatározása. Külön kiemeljük, hogy a szilikon olajok alkalmazása jelentős előnnyel jár, mivel ezek viszkozitása melegekkor nem változik olyan nagy mértékben, mint az ásványolajoké. Ennek az előnye könnyen belátható, mivel a csillapítókban felemészített mozgási energia hőenergiává alakul, és ezért melegedésre kell számítanunk.



20.8. ábra. Rugalmas elem csillapító hatása

a) rugalmas elem; b) helyettesítő modell; c) az alakváltozás valóságos folyamata; d) idealizált alakváltozási folyamat

A rugalmas elemeknek az anyaguk belső súrlódása miatti csillapító képességét figyelembe kell venni. A 20.8. ábra egy csillapító hatással rendelkező rugalmas elemet, ennek modelljét, a valóságos és az idealizált rugalmas alakváltozás folyamatát (ciklusát) mutatja be. A rugalmas elemek anyagának belső súrlódása miatti energiaemésztő jelenséget hiszterézisnek nevezzük. Ennek a ciklusonkénti (ismétlődésenkénti) jelenségnek az a lényege, hogy a terheléskor nagyobb erő szükséges, a tehermentesítéskor pedig kisebb, mint amelyre a rugalmas alakváltozás feltételezése-

kor szükség van. A relatív (viszonylagos) csillapítási tényezőt a 20.8d ábra alapján értelmezzük:

$$\psi = \frac{w_{cs}}{w_r}$$

ahol, ψ a relatív csillapítás tényezője, w_{cs} az egy ciklusban elemészett energia (munka), w_r a rugóban felhalmozott maximális (a függőlegesen bevonalkázott háromszög területe) alakváltozási energia. Az előző értelmezés szerint a relatív csillapítás tényezője azt fejezi ki, hogy a befektetett alakváltozási munkának hányadrésze emésződik el egy ismétlődés alatt, azaz egy ciklusban.

A rugalmas elemek csillapító képességét befolyásolja az igénybevételek (a feszültségállapot), és a szerkezeti kialakításuk, tehát ezekre fokozott figyelmet kell fordítani a tervezésnél. Erre látunk példát a 25. fejezetben, ahol különböző rugalmas tengelykapcsolókat hasonlítunk össze.

20.5. táblázat

Tájékoztató adatok néhány anyag csillapító képességére

Megnevezés	Szakítószilárdság, kp/cm ²	Folyási határ, kp/cm ²	Kifáradási határ, kp/cm ²	Rugalmassági modulus, 10 ⁶ E kp/cm ²	Az elemi csillapítóképeség állandói	
					α	β^*
Ötvözött acél (N-155)	8 400	4 250	3700	2,11	0,66	0,5
Ötvözött acél (Stellite 31AC)	6 500	4 580	2700	2,30	53,0	0,9
Titán ötvözet (RC 130B)	10 700	9 800	6050	1,19	0,0094	0
Titán ötvözet (RC 55 CW)	6 050	5 700	3160	1,03	0,0155	0,1
Acél (Sandvik O & T)	14 300	12 400	6460	2,05	0,09	0,3
Acél (SAE 1020)	5 000	3 270	2500	2,07	0,029	0
Szürke öntvény, Alumínium (24 S-T4)	1 420	—	670	1,36	15,76	0,4
Magnézium (J-1)	5 120	3 420	1900	0,75	0,0165	0
Magnézium (J-1)	3 230	2 350	1200	0,46	0,02	0
Üvegszálás műanyag	2 800	—	740	0,23	21,6	0,9

* A kifáradási határ 70%-áig

A relatív csillapítási tényező meghatározása többnyire kísérlettel történik. A gyártó cégek az esetek egy részében közlik ezeket az adatokat (lásd például a *Wülfel* tengelykapcsolónál), más esetekben számítási lehetőségünk van. Például a húzásra-nyomásra igénybevett állandó keresztmetszetű rudak esetére az ismétlődően változó fajlagos nyúlással (ϵ), mint a lengés amplitúdójával fejezhető ki a relatív csillapítási tényező:

$$\psi = \alpha[\epsilon]^\beta,$$

ahol α és β értékei a 20.5. táblázatból választhatóak, az ϵ pedig az amplitúdó abszolút értéke. A táblázatban felsorolt anyagok kifáradási határainak 70%-ig érvényesek a megadott β értékek.

A könyvben közölt irodalom hajlított tartók (nem homogén a feszültségállapot!) különböző eseteire is közöl diagramokat, amelyek megkönnyítik a terhelés módjától és a keresztmetszet alakjától is függő relatív csillapítási tényező meghatározását. A terhelés módját és a keresztmetszet alakját figyelembe vevő tényezőket a β kitevő függvényében határozhatjuk meg a diagramokból.

Az anyagcsillapításon kívül más jellegű energia-emésztő hatások is találhatóak a lengőrendszerekben. A légellenállás, az illeszkedő felületek súrlódása, a különböző bevonatok stb. csillapítóhatása legtöbbször csak mérésrel határozható meg.

A lengőtömegeből, a rugalmas elemből és a csillapítóhatásokból felépíthető modell a 20.9. ábrán látható. Az m tömeget a_1 legnagyobb amplitúdóval kitérítve és magára hagyva csillapodó lengést kapunk. Ennek a mozgásnak a függvénye:

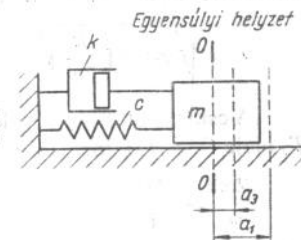
$$y = a_1 e^{-\frac{k}{2m} \cdot \cos \gamma t}.$$

A lengés képét a 20.10. ábrán mutatjuk be. Az egymást követő azonos értelmű kitérés-maximumnak hányadosa állandó:

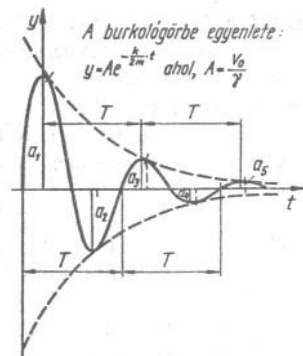
$$\frac{a_1}{a_3} = \frac{a_3}{a_5} = \dots = \frac{a_n}{a_{n+2}},$$

tehát a csillapított lengések esetében a lengéskép koszinusz függvény ugyan, de az amplitúdó idővel folytonosan csökken, így nem harmonikus és nem periodikus, mert a folytonos energiavesztés miatt ugyanaz a lengésállapot nem ismétlődhet meg.

Az egymásután következő azonos értelmű kitérések mértani haladási arány szerint csökkennek. Az azonos értelmű egymást követő kitérés



20.9. ábra. Csillapításos modell felépítése



20.10. ábra. Csillapított lengés képe és jellemzői

maximumnak természetes logaritmusát az ún. logaritmikus dekrementumot adja:

$$\ln \frac{a_1}{a_3} = \frac{kT}{2m} = \delta \quad (\text{logaritmikus dekrementum}),$$

ahol, T a csillapított lengés lengésideje $\left(T = \frac{2\pi}{\gamma}\right)$.

A mozgás függvényben γ a csillapított lengérendszer saját lengésének vetítésszögsebessége. Ennek kifejezése az eddigi jelöléseinkkel:

$$\gamma = \sqrt{\alpha^2 - \left(\frac{k}{2m}\right)^2}.$$

A csillapított lengés T ideje nagyobb, mint a csillapításmentes lengés T_0 ideje ($T > T_0$), mert ($\gamma < \alpha$).

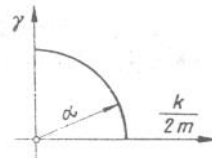
$$\frac{2\pi}{\gamma} > \frac{2\pi}{\alpha}.$$

Az eltérés a csillapítás nagyságától függ, ezt jól érzékelhetjük, ha α kifejezését négyzetre emeljük és rendezzük:

$$\gamma^2 + \left(\frac{k}{2m}\right)^2 = \alpha^2.$$

Ez egy α sugarú kör (20.11. ábra) egyenlete. (Csak a pozitív síknegyedbe eső negyedkörnek van értelme.)

20.11. ábra. Csillapított lengés jellemzői között összefüggés van



A kör jól szemlélteti, hogy ha a csillapítás értéke kicsi, alig különbözik α -tól a γ értéke.

Kövessük a csillapítás hatását a lengésre a következő példán, legyen például

$$\frac{k}{2m} = 0,2\alpha,$$

akkor

$$\gamma^2 + 0,04\alpha^2 = \alpha^2; \quad \gamma = 0,98\alpha,$$

$$\text{tehát } T = \frac{2\pi}{\gamma} = \frac{2\pi}{0,98\alpha}, \quad \text{és } T_0 = \frac{2\pi}{\alpha},$$

azaz $T = 1,02T_0$.

Az előző csillapítás ($k = 0,4 m\alpha$) már elég erősnek mondható, ennek ellenére a lengésidő a csillapítás nélkül végbemenő lengés idejéhez képest csupán 2%-kal növekedik.

Nézzük meg, hogy egy $k = 0,4 m\alpha$ tényező mekkora csillapítást jelent egy teljes lengés alatt, azaz a lengés amplitúdója mennyivel csökken.

$$\ln \frac{a_1}{a_3} = \frac{kT}{2m} = 0,2T = 0,2\alpha \frac{2\pi}{\gamma} = 0,4\pi \frac{\alpha}{\gamma} = 0,4\pi \cdot 1,02;$$

$$\ln \frac{a_1}{a_3} = 1,281,$$

így

$$\frac{a_1}{a_3} = e^{1,281} \quad \text{és} \quad \frac{a_1}{a_3} \approx 3,6.$$

Ha félhullám után vizsgáljuk:

$$\frac{a_1}{a_2} = \sqrt{3,6}; \quad \text{azaz} \quad \frac{a_1}{a_2} = 1,9$$

tehát kb. a felére csökken.

Ha a lengőrendszer egy teljes lengés alatt bekövetkezett energiacsökkenését határozzuk meg a legnagyobb kitérések pillanatában, akkor

$$E_1 = \frac{1}{2} \frac{a_1^2}{c} \quad \text{és} \quad E_3 = \frac{1}{2} \frac{a_3^2}{c},$$

ahol c a rugóállandó.

Így

$$\frac{E_3}{E_1} = \left(\frac{a_3}{a_1}\right)^2 = \left(\frac{1}{3,62}\right)^2 = \frac{1}{12,96}.$$

A csillapítás

$$E_{cs} = E_1 - E_3 = E_1 \left(1 - \frac{1}{12,96}\right) = 0,923E_1$$

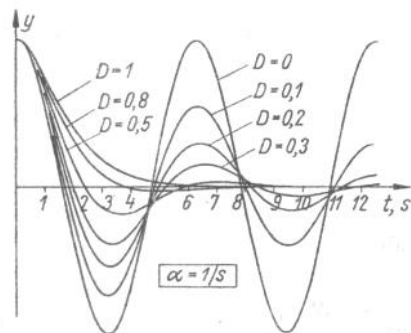
energiát emészt fel, ami a $k = 0,4 m \alpha$ erős hatását mutatja.

Ha a csillapítás tényezője a $k = k_{krit} = 2m\alpha$ ún. kritikus csillapítást eléri, akkor $\gamma = 0$, ebben az esetben nem alakul ki lengés ilyenkor kúszásról beszélünk. A $k > 2m\alpha$ esetekre az jellemző, hogy a tömeg lengés nélkül közeledik a nyugalmi helyzetéhez. Ha $k < 2m\alpha$, tehát a kritikusnál kisebb a csillapítás úgy a mozgás lengőmozgás lesz.

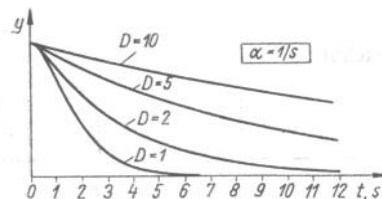
A csillapítás mértékét (ezt szokták *Lehr*-féle csillapításnak is mondani) a tényleges és a kritikus csillapítás viszonyyszáma adja:

$$D = \frac{k}{k_{krit}} = \frac{k}{2m\alpha}.$$

A 20.12. ábrán a kritikusnál kisebb csillapítások esetén kialakuló lengésképeket mutatjuk be, a 20.13. ábrán a kritikusnál nagyobb csilla-



20.12. ábra. Csillapuló lengés a kritikusnál kisebb csillapítás esetén



20.13. ábra. A kritikusnál nagyobb csillapítás esetében a mozgás már nem nevezhető lengésnek (kúszás)

pítás esetében mutatjuk be a mozgás jellegét. A görbéket $\alpha = 1/s$ csillapítás nélküli saját körfrekvencia értéknél ábrázoltuk.

A csillapítás különböző jellemzői kifejezhetők a *Lehr*-féle viszony-számmal:

$$\text{Ha } D = \frac{k}{k_{krit}}, \quad \text{úgy}$$

a csillapítás tényezője: $k = 2m\alpha D$;

a relatív csillapítás tényezője: $\psi = 4\pi \cdot \lambda \cdot D$;

a logaritmikus dekrementum: $\delta = 2\pi \frac{D}{\sqrt{1-D^2}}$.

A gyakorlat számára az irodalomból átvett 20.6. táblázat tájékoztató jelleggel tartalmazza a *Lehr*-féle csillapítási tényező (D) értékét, és az ebből számítható logaritmikus dekrementum nagyságát. A k és ψ tényezők meghatározásához további a lengőrendszerre jellemző adatok szükségesek.

A k csillapítás tényezőjének a *Lehr*-féle csillapítással való kifejezéséhez a lengőrendszer tömegének és körfrekvenciájának ismeretére van szükség. A relatív csillapítás kifejezésében pedig egy új fogalmat találunk az — eddig még nem szereplő — λ tényezőt. A λ tényező értelmezése egy új hatásnak a vizsgálatához vezet el; nevezetesen a gerjesztéshez.

A $\lambda = \frac{\omega}{\alpha}$ kifejezés ti. a gerjesztés frekvenciájának, és a lengőrendszer szabadlengésének saját körfrekvenciájának a hányadosa. Tisztázzuk először a gerjesztés fogalmát.

A gerjesztett lengés olyan állandósult mozgást, periodikus hatást jelent, amely jelentkezik, mint a rendszer egyik tömegére ható időben

Csillapítások tájékoztató értékei

Anyagok, szerkezetek, alapok	D	δ	ν rezonanciában (nagyítási tényező)
Anyagok			
Nagy szilárdságú acél	0,00143	0,009	350
Szerszámacél	0,00119	0,0075	420
Gépacél	0,000795	0,005	630
Golyóscsapágy-acél	0,000795	0,005	630
Mágnesacél	0,00183	0,0115	274
Szürke nyersvas	0,0183	0,115	27,4
Réz	0,0263	0,165	19
Sárgaréz	0,000795	0,005	630
Nikkel	0,00215	0,0135	232
Parafa (természetes)	0,00302	0,019	165
Gumi	0,0191	0,12	26,2
Román fenyő	0,00955	0,06	52,4
Német bükk	0,00795	0,05	63
Szerkezetek			
Vashidak	0,0135	0,085	37
Ragasztott fagerendák	0,00955	0,06	52,4
Átlós gerinclemezű szegezt gerendák	0,0238	0,15	21
Ragasztott gerendákon fekvő fafödém	0,0262	0,165	19,1
Falemezeken nyugvó födém	0,0334	0,21	15
Közönséges fafödém	0,0278	0,175	18
Gerenda nélküli vasbeton födém	0,0445	0,28	11,2
Vasbeton gerendák	0,0445	0,28	11,2
Vasbeton keretek	0,0302	0,19	16,5
Vasbeton födékek	0,035	0,22	14,3
Vasbeton hidak	0,0502	0,315	10
Vasbeton keretek	0,0199	0,125	25,1
Vasbeton bordás födém	0,0453	0,285	11
Cementhabarcsba rakott téglafal	0,00795	0,05	63
Vasbeton keret- és tömb-alapok, téglalapok			
Turbinaalap a talaj csillapító hatásával	0,064	0,4	7,8

Anyagok, szerkezetek, alapok	D	δ	ν rezonanciában (nagyítási tényező)
Egyéb vasbeton szerkezet a talaj csillapító hatása nélkül	0,04	0,25	12,5
Vasszerkezetek			
Vasszerkezetes turbinaalap a talaj csillapító hatásával	0,016–0,032	0,1–0,2	31,2–15,6
Egyéb vasszerkezet a talaj csillapító hatása nélkül	0,0016–0,014	0,01–0,08	312–35,7

változó erő (vagy nyomaték); ez az erőerjesztés. Más esetben valamely rugalmas elem egyik végét időtől függően mozgatjuk: ez az útgerjesztés.

A periodikus gerjesztőhatást ún. *Fourier*-sorba fejthetjük, és ezzel szintez és koszinusi jellegű harmonikus összetevőkkel számolhatunk. A leggyakrabban előforduló — vagy erre visszavezethető — periodikus függvények *Fourier*-sorainak kifejtése a 20.7. táblázatban megtalálhatók.

A 20.14. ábrán egy F_0 amplitúdójú, ω körfrekvenciájú szinuszoson változó gerjesztő erő hat a csillapítatlan mozgású, de rugalmas elemet tartalmazó rendszerre. A gerjesztőerő:

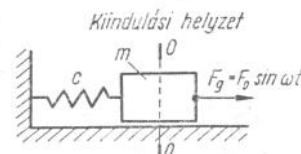
$$F_g = F_0 \sin \omega t.$$

A gerjesztő erő hatására a rendszer ún. gerjesztett lengéseket fog végezni. Ez a lengés hasonlóan az előzőekben tárgyalt szabad lengéshez, tiszta szinuszos lefolyású, tehát harmonikus lengőmozgás. A különbség — és ez a lengés jellegzetessége, — hogy a rezgésszáma mindig megegyezik a gerjesztés rezgésszámával, azaz körfrekvenciája ω lesz. A kitérés függvény:

$$y = A \sin \omega t$$

alakú.

A szabad lengéshez képest lényegbeli különbséget jelent, hogy az A amplitúdó nagyságát már nem választhatjuk meg szabadon, hanem azt a rendszer és a gerjesztés jellemzői határozzák meg: $A = F_0 C \nu$.



20.14. ábra. Gerjesztett, csillapítatlan lengőrendszer modellje

Harmonikus összetevőkkel kifejezhető gerjesztőhatások

A függvény képe	$F(t)$ Fourier-sora (jelölések: $\omega = 2\pi/T$; $x = \omega t$ és $\alpha = \omega\tau$)
	$\tau < \frac{T}{2} \quad \frac{\alpha H}{\pi} + \frac{2H}{\pi} \left[\frac{\sin \alpha \cos x}{1} + \frac{\sin 2\alpha \cos 2x}{2} + \dots \right]$
	$\tau = \frac{T}{4} \quad \frac{H}{2} + \frac{2H}{\pi} \left[\frac{\cos x}{1} - \frac{\cos 3x}{3} + \frac{\cos 5x}{5} - \dots \right]$
	$\tau < \frac{T}{2} \quad \frac{2H}{\pi} \left[\frac{(1 - \cos \alpha) \sin x}{1} + \frac{(1 - \cos 2\alpha) \sin 2x}{2} + \dots \right]$
	$\tau = \frac{T}{2} \quad \frac{4H}{\pi} \left[\frac{\sin x}{1} - \frac{\sin 3x}{3} + \frac{\sin 5x}{5} - \dots \right]$
	$\tau < \frac{T}{4} \quad \frac{2H}{\alpha(\pi - \alpha)} \left[\frac{\sin \alpha \sin x}{1^2} + \frac{\sin 2\alpha \sin 2x}{2^2} + \dots \right]$
	$\tau = 0 \quad \frac{2H}{\pi} \left[\frac{\sin x}{1} + \frac{\sin 2x}{2} + \frac{\sin 3x}{3} + \dots \right]$
	$\tau = \frac{T}{4} \quad \frac{8H}{\pi^2} \left[\frac{\sin x}{1^2} - \frac{\sin 3x}{3^2} + \frac{\sin 5x}{5^2} - \dots \right]$
	$\tau < \frac{T}{4} \quad \frac{4H}{\pi\alpha} \left[\frac{\sin \alpha \sin x}{1^2} + \frac{\sin 3\alpha \sin 3x}{3^2} + \dots \right]$
	$\tau = 0 \quad \frac{4H}{\pi} \left[\frac{\sin x}{1} + \frac{\sin 3x}{3} + \frac{\sin 5x}{5} + \dots \right]$
	$\tau = \frac{T}{4} \quad \frac{8H}{\pi^2} \left[\frac{\sin x}{1^2} - \frac{\sin 3x}{3^2} + \frac{\sin 5x}{5^2} - \dots \right]$

A függvény képe	$F(t)$ Fourier-sora (jelölések: $\omega = 2\pi/T$; $x = \omega t$ és $\alpha = \omega\tau$)
	$\frac{2H}{\pi} - \frac{4H}{\pi} \left[\frac{\cos 2x}{1 \cdot 3} + \frac{\cos 4x}{3 \cdot 5} + \frac{\cos 6x}{5 \cdot 7} + \dots \right]$
	$\frac{H}{\pi} + \frac{H}{2} \cos x + \frac{2H}{\pi} \left[\frac{\cos 2x}{1 \cdot 3} - \frac{\cos 4x}{3 \cdot 5} + \frac{\cos 6x}{5 \cdot 7} + \dots \right]$
	$\frac{H}{3} - \frac{4H}{\pi^2} \left[\frac{\cos x}{1^2} - \frac{\cos 2x}{2^2} + \frac{\cos 3x}{3^2} - \dots \right]$

A kifejezésben ν az ún. nagyítási tényező, amelynek meghatározása a

$$\nu = \frac{\alpha^2}{\alpha^2 - \omega^2} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\alpha}\right)^2}$$

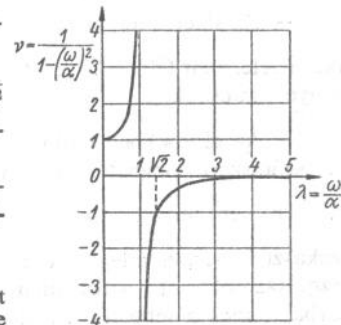
összefüggéssel történik.

Amennyiben függvényként vizsgáljuk az előző kifejezést, úgy nagyítási függvényről, vagy más kifejezéssel rezonancia függvényről beszélünk.

Az $\frac{\omega}{\alpha} = \lambda$ jelölést már az előzőekben bevezettük, így a $\nu = \frac{1}{1 - \lambda^2}$ alakú függvénykapcsolatot vizsgálhatjuk.

A függvényt a 20.15. ábrán mutatjuk be. A műszaki gyakorlat szá-

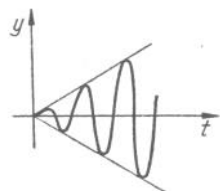
20.15. ábra. Csillapítás nélküli gerjesztett lengés nagyítási tényezője



mára nagyon lényeges összefüggések állapíthatók meg az ábra, ill. a kifejezés alapján a különböző λ értékeknél.

– A legfontosabb annak az esetnek az ismerete, ha a gerjesztés frekvenciája megegyezik a rendszer frekvenciájával: $\frac{\omega}{\alpha} = 1$. Ebben az

állapotban következik be az ún. rezonancia (erősítő együttrezgés), ahol



20.16. ábra. A lengés amplitúdójának növekedése a rezonancia helyén

ahol a ν nagyítási tényező értéke végtelen nagy, és így végtelen nagy a gerjesztett lengés amplitúdója is. Megjegyezzük, hogy a rezonanciában kialakuló jelenségek nem egy pillanat alatt következnek be. Ez érthető, mivel a nagy amplitúdóval (és ezzel nagy lengési sebességgel) való lengéshez nagy helyzeti (és nagy sebességi) energia szükséges. Ezt az energiát (a feltöltést) a gerjesztő erő végzi el, ehhez azonban bizonyos időre van szükség. Bizonyítható, hogy a rezonancia esetén a gerjesztett lengés amplitúdója az idővel arányosan növekszik (20.16. ábra). Ez a magyarázata, hogy az olyan gépek esetén, amelyek a rezonancia-frekvencia fölötti lengésekkel működnek, a rezonancia helyén különösebb nehézség nélkül átmennek. Megjegyezzük, hogy a függvény minden pontjára vonatkozik az a megállapításunk; azokat úgy kell tekinteni, hogy azok (a ν értékek) az $\frac{\omega}{\alpha}$ érték beállása után bizonyos idő múlva alakulnak ki. Az is természetes, hogy a végtelen nagyítási tényező értékhez végtelen nagy rugóerő tartozna, ha a rugó (ill. az a gépelem, amelyik betölti a rugóelem szerepét!) már előbb el nem törne.

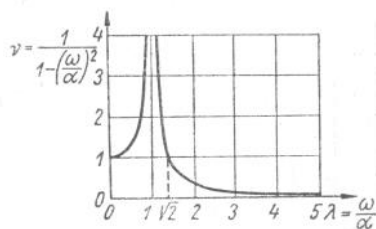
– Ha sikerül úgy hangolnunk a rendszert, hogy az $\frac{\omega}{\alpha} = 1$ értéktől akár lefelé, akár felfelé kissé eltérjünk, úgy ν értéke és ezzel az amplitúdó is gyorsan csökken.

– Az előzőekben említett következtetéseinkre épül a rezonancia sáv számszerű meghatározása. Ha a szabvány vagy műszaki irányelv másként nem rendelkezik, úgy a rezonancia sáv alatt az $\frac{\omega}{\alpha} = 0,8 \dots 1,25$ szakaszt értjük, és a legfontosabb követelmény, hogy a gerjesztő és önzrezgésszámok aránya folyamatos üzemben ne essen bele az említett sávba. Ennek a feltételnek a kielégítése mellett a méretezés (az üzem)

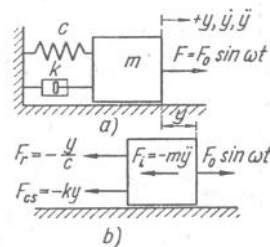
elképzeltető a gerjesztett frekvenciánál. A rezonancia sáv és a méretezési alapelv ilyen értelmezése a csillapított gerjesztett lengésekre is vonatkozik.

– Egyértelmű következtetésünk, hogy a ν értéke lehet pozitív és negatív is annak megfelelően, hogy a gerjesztés frekvenciája kisebb vagy nagyobb, mint a rendszer saját frekvenciája. További következmény, hogy az A amplitúdó értéke is lehet pozitív és negatív, a gerjesztő erő és a lengés kitérése pedig azonos vagy ellentétes előjelű. Pozitív ν esetén a gerjesztő erő és a kitérés azonos előjelűek, egyirányúak, másszóval fázisban vannak; negatív ν esetén pedig ellentétes előjelűek, nem egyirányúak, tehát ellenfázisban vannak. Ez a fázisváltás éppen a rezonancia átlépésekor következik be.

A műszaki gyakorlatban elterjedt ábrázolási mód, hogy a nagyítási függvényt csak pozitív előjellel vesszük figyelembe (20.17. ábra), megjegyezve azt, hogy az előző értékeléseknek fizikai tartalma van és közzölve a fázishatárokat: ha $\omega < \alpha$, akkor a gerjesztett lengés fázisban, ha $\omega > \alpha$, akkor ellenfázisban van a gerjesztőhatással.



20.17. ábra. A nagyítási függvény abszolút értékének ábrája

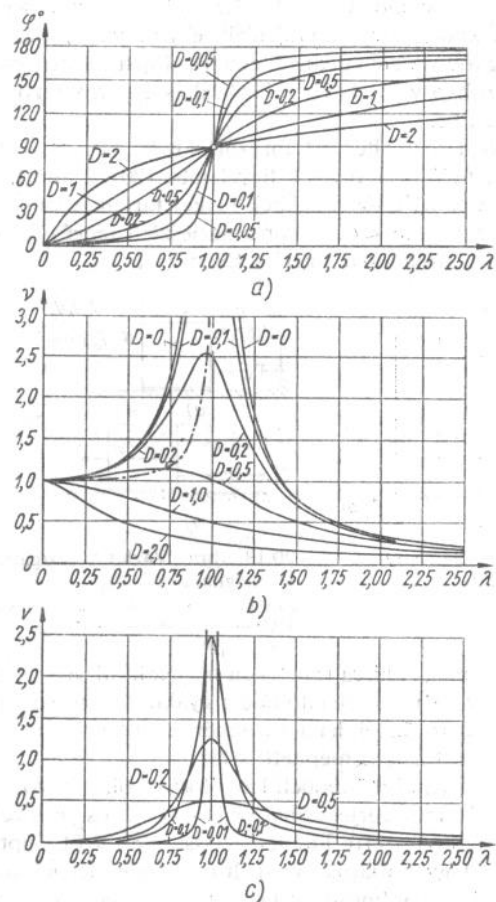


20.18. ábra. Vázlat a mozgásegyenlet meghatározásához
a) a modell ábrája b) a látszólagos egyensúlyban levő erők ábrázolása

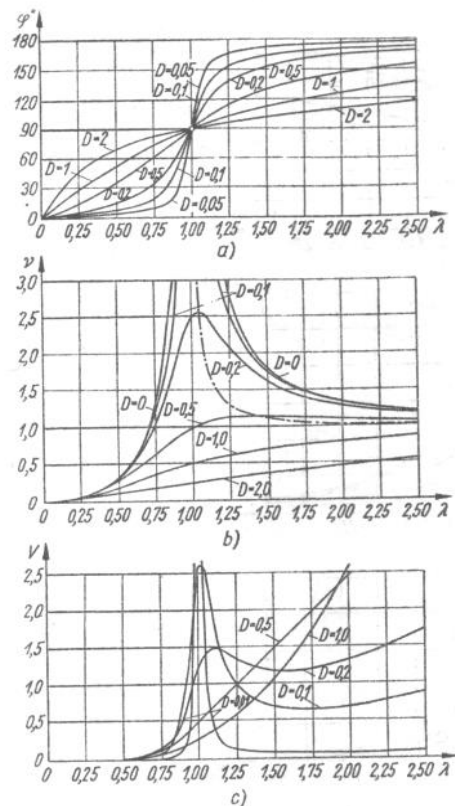
A tárgyalásunkat megszakítva ismételten megemlítjük a modellfelvétel döntő fontosságát. A rezgések eltűnése a gyakorlatban csak akkor egyezhet a számított jellemzőkkel, ha a körülményeket nagyon alaposan vizsgáltuk, azaz a modellt helyesen építettük fel.

A leggyakrabban felépíthető modell lengőtömegekből, rugózó elemből és csillapításból, ill. még gerjesztőhatásból tevődik össze. Ezeknek a jellemzőknek a lengőrendszerre kifejtett hatása szerint öt alaptípust különböztetünk meg. A gyakorlatban vizsgált rendszerek lengéstani felépítése visszavezethető az alaptípusok valamelyikére. Mivel az alaptípus vázlatától eltérő felépítésű modellek visszavezetése és felismerése a moz-

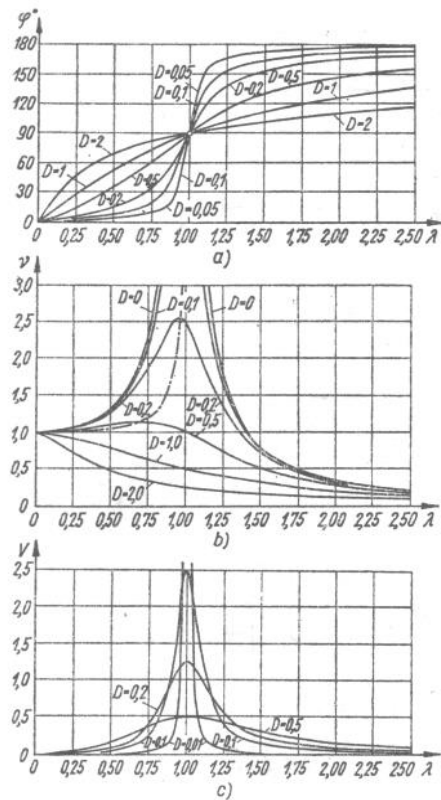
gásegyenletek alapján lehetséges, ezért a 20.18. ábrán látható eset mozgásegyenletének és jellemzőinek meghatározását részletesen bemutatjuk. Hasonló módszer tetszőleges esetben alkalmazható, és azonosítása a római számokkal jelölt alapesetek valamelyikével elvégezhető. A közötti diagramok és összefüggések a I—V típusok lengéstani jellemzőinek meghatározását teszik lehetővé (20.8.—20.12. táblázatok és 20.19.—20.23. ábrák).



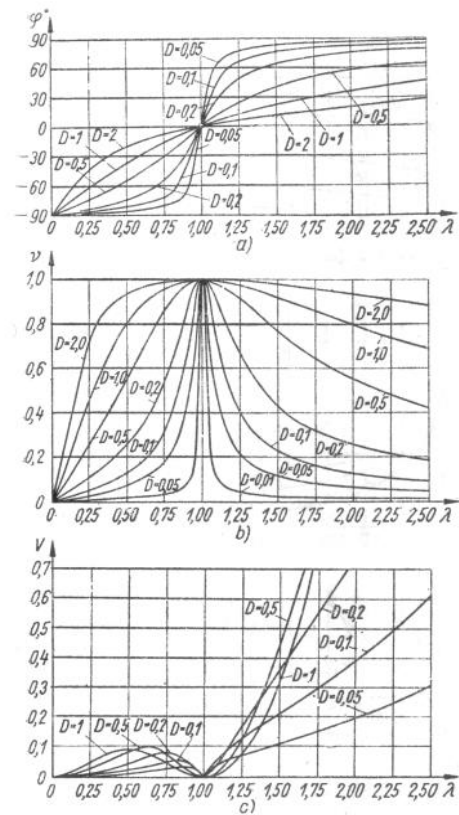
20.19. ábra. Az I. típusú lengőrendszer diagramjai



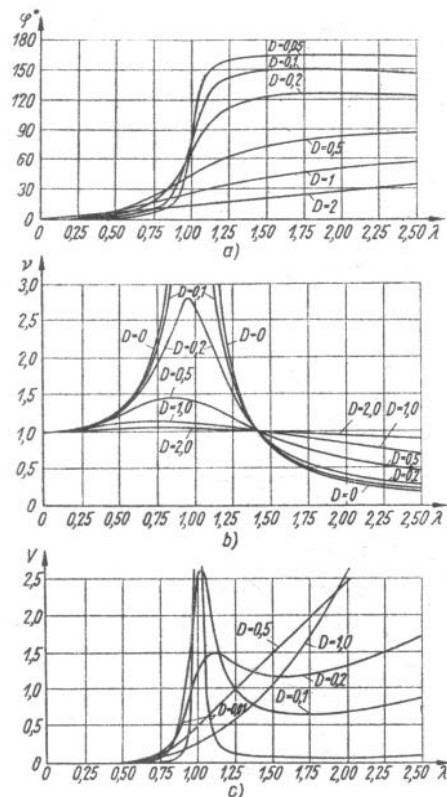
20.20. ábra. A II. típusú lengőrendszer diagramjai



20.21. ábra. A III. típusú lengőrendszer diagramjai



20.22. ábra. A IV. típusú lengőrendszer diagramjai

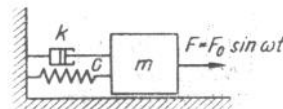


20.23. ábra. A V. típusú lengőrendszer diagramjai

A I. típusú lengőrendszer számítási összefüggései

Megnevezés	Számítási összefüggés	
Mozgásegyenlet	$m\ddot{y} + ky + \frac{y}{c} = F_0 \sin \omega t$	
A tömeg állandósult mozgása	$y = K \sin(\omega t - \varphi)$	
A statikus amplitúdó	$K_s = F_0 c$	
Fázisszög (20.19a ábra)	$\varphi = \arctg \frac{2D\lambda}{1 - \lambda^2}$	
Nagyítás függvény (20.19b ábra)	$\nu = \frac{K}{K_s} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \lambda^2)^2 + 4D^2\lambda^2}}$	
A rezonanciagörbe csúcsának koordinátái (20.19b ábra)	$\lambda = \sqrt{1 - D^2}; \nu_{\max} = \frac{1}{2D\sqrt{1 - D^2}}$	
Vonatkozó teljesítmény	$P_0 = F_0^2 c \alpha$	
Teljesítmény- - nagyítás- függvény	hasznos (20.19c ábra)	$V = \frac{P_h}{P_0} = \frac{D\lambda^2}{(1 - \lambda^2)^2 + 4D^2\lambda^2}$
	meddő	$B = \frac{P_m}{P_0} = \frac{\lambda}{2\sqrt{(1 - \lambda^2)^2 + 4D^2\lambda^2}}$
A gerjesztés teljesítménye	$P = P_0 [V + B \sin(2\omega t - \Phi)]$	

Vázlat és jelölések



$$\alpha^2 = \frac{1}{mc}$$

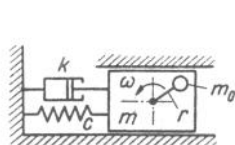
$$\lambda = \frac{\omega}{\alpha}$$

$$D = \frac{k}{2m\alpha}$$

A II. típusú lengőrendszer számítási összefüggései

Megnevezés	Számítási összefüggés	
Mozgásegyenlet	$m\ddot{y} + k\dot{y} \frac{y}{c} = m_0 r \omega^2 \sin \omega t$	
A tömeg állandósult mozgása	$y = K \sin(\omega t - \varphi)$	
A statikus amplitúdó	$K_s = \frac{m_0}{m} r$	
Fázisszög (20.20a ábra)	$\varphi = \arctg \frac{2D\lambda}{1-\lambda^2}$	
Nagyításfüggvény (20.20b ábra)	$v = \frac{K}{K_s} = \frac{\lambda^2}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + 4D^2\lambda^2}}$	
A rezonanciagörbe csúcsának koordinátái (20.20b ábra)	$\lambda = \frac{1}{\sqrt{1-2D^2}}; v_{\max} = \frac{1}{2D\sqrt{1-D^2}}$	
Vonatkoztatott teljesítmény	$P_0 = \left(\frac{m_0}{m} r\right)^2 \frac{\alpha}{c}$	
Teljesítmény- -nagyítás- függvény	hasznos (20.20.c ábra)	$V = \frac{P_h}{P_0} = \frac{D\lambda^6}{(1-\lambda^2)^2 + 4D^2\lambda^2}$
	meddő	$B = \frac{P_m}{P_0} = \frac{\lambda^5}{2\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + 4D^2\lambda^2}}$
A gerjesztés teljesítménye	$P = P_0[V + B \sin(2\omega t - \varphi)]$	

Vázlat és jelölések



$$\alpha^2 = \frac{1}{mc}$$

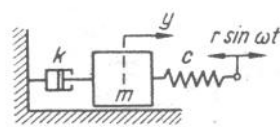
$$\lambda = \frac{\omega}{\alpha}$$

$$D = \frac{k}{2m\alpha}$$

A III. típusú lengőrendszer számítási összefüggései

Megnevezés	Számítási összefüggés	
Mozgásegyenlet	$m\ddot{y} + k\dot{y} + \frac{y}{c} = \frac{r}{c} \sin \omega t$	
A tömeg állandósult mozgása	$y = K \sin(\omega t - \varphi)$	
A statikus amplitúdó	$K_s = r$	
Fázisszög (20.21a ábra)	$\varphi = \arctg \frac{2D\lambda}{1-\lambda^2}$	
Nagyítás függvény (20.21b ábra)	$v = \frac{K}{K_s} = \frac{1}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + 4D^2\lambda^2}}$	
A rezonanciagörbe csúcsának koordinátái (20.21b ábra)	$\lambda = \sqrt{1-2D^2}; v_{\max} = \frac{1}{2D\sqrt{1-D^2}}$	
Vonatkoztatott teljesítmény	$P_0 = \frac{r^2}{\alpha}$	
Teljesítmény- -nagyítás- függvény	hasznos (20.21c ábra)	$V = \frac{P_h}{P_0} = \frac{D\lambda^2}{(1-\lambda^2)^2 + 4D^2\lambda^2}$
	meddő	$B = \frac{P_m}{P_0} = \frac{\lambda}{2\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + 4D^2\lambda^2}}$
A gerjesztés teljesítménye	$P = P_0[V + B \sin(2\omega t - \varphi)]$	

Vázlat és jelölések:



$$\alpha^2 = \frac{1}{mc}$$

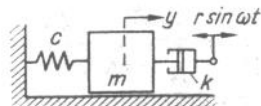
$$\lambda = \frac{\omega}{\alpha}$$

$$D = \frac{k}{2m\alpha}$$

A IV. típusú lengőrendszer számítási összefüggései

Megnevezés	Számítási összefüggés	
Mozgásegyenlet	$m\ddot{y} + k\dot{y} + \frac{y}{c} = k\omega r \cos \omega t$	
A tömeg állandósult mozgása	$y = K \sin(\omega t - \varphi)$	
A statikus amplitúdó	$K_s = r$	
Fázisszög (20.22a ábra)	$\varphi = \arctg \frac{\lambda^2 - 1}{2D\lambda}$	
Nagyítás függvény (20.22b ábra)	$v = \frac{K}{K_s} = \frac{2D\lambda}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + 4D^2\lambda^2}}$	
Rezonanciagörbe csúcsának koordinátái (20.22.b ábra)	$\lambda = 1; v_{\max} = 1$	
Vonatkoztatott teljesítmény	$P_0 = \frac{r^2}{c} \alpha$	
Teljesítmény – – nagyítás- függvény	hasznos (20.22c ábra)	$V = \frac{P_h}{P_0} = \frac{D\lambda^2(1-\lambda^2)^2}{(1-\lambda^2)^2 + 4D^2\lambda^2}$
	meddő	$B = \frac{P_m}{P_0} = \frac{D\lambda^2(1-\lambda^2)}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + 4D^2\lambda^2}}$
A gerjesztés teljesítménye	$P = P_0[V + B \sin(2\omega t - \varphi)]$	

Vázlat és jelölések



$$\alpha^2 = \frac{1}{mc}$$

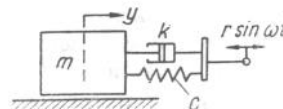
$$\lambda = \frac{\omega}{\alpha}$$

$$D = \frac{k}{2m\alpha}$$

Az V. típusú lengőrendszer számítási összefüggései

Megnevezés	Számítási összefüggés	
Mozgásegyenlet	$m\ddot{y} + k\dot{y} + \frac{y}{c} = k\omega r \cos \omega t + \frac{r}{c} \sin \omega t$	
A tömeg állandósult mozgása	$y = K \sin(\omega t - \varphi)$	
A statikus amplitúdó	$K_s = r$	
Fázisszög (20.23a ábra)	$\varphi = \arctg \frac{2D\lambda^3}{(1-\lambda^2) + 4D^2\lambda^2}$	
Nagyítás függvény (20.23b ábra)	$v = \frac{K}{K_s} = \frac{\sqrt{1+4D^2\lambda^2}}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + 4D^2\lambda^2}}$	
A rezonanciagörbe csúcsának koordinátái	Nem fejezhető ki egyszerű összefüggéssel	
Vonatkoztatott teljesítmény	$P_0 = \frac{r^2}{c} \alpha$	
Teljesítmény – – nagyítás- függvény	hasznos (20.23 ábra)	$V = \frac{P_h}{P_0} = \frac{D\lambda^6}{(1-\lambda^2)^2 + 4D^2\lambda^2}$
	meddő	$B = \frac{P_m}{P_0} = \frac{0,5\lambda^3\sqrt{1+4D^2\lambda^2}}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + 4D^2\lambda^2}}$
A gerjesztés teljesítménye	$P = P_0[V + B \sin(2\omega t - \varphi)]$	

Vázlat és jelölések



$$\alpha^2 = \frac{1}{mc}$$

$$\lambda = \frac{\omega}{\alpha}$$

$$D = \frac{k}{2m\alpha}$$

A 20.18. ábrán berajzoltuk a lengőrendszerre ható gerjesztő erőt, a kitérés (y), a sebesség (\dot{y}), a gyorsulás (\ddot{y}) értelmét. A 20.18b ábrán a lengő tömegre ható erőket ábrázoltuk, ahol

$$\text{a rugóerő:} \quad F_r = \frac{-y}{c};$$

$$\text{a csillapítóerő:} \quad F_{cs} = -k\dot{y};$$

$$\text{az inerciaerő:} \quad F_i = -m\ddot{y};$$

$$\text{a gerjesztőerő:} \quad F_g = F_0 \sin \omega t.$$

A *D'Alembert*-elv szerint az m tömegre felírható látszólagos (képzeletbeli) egyensúlyi egyenlet (a jobbra mutató erők előjele pozitív, az ellentétes negatív):

$$-m\ddot{y} - k\dot{y} - \frac{y}{c} + F_0 \sin \omega t = 0.$$

Ezt rendezve kapjuk a mozgásegyenletet:

$$m\ddot{y} + k\dot{y} + \frac{y}{c} = F_0 \sin \omega t,$$

amely megegyezik a 20.8. táblázatban közölttel.

A mozgásegyenlet azonosítása után a közölt összefüggések és diagramok alkalmazhatók. A továbbiakban a táblázatok egyes megnevezéseinek értelmezését végezzük el:

– A tömeg állandósult mozgásának egyenletében; K a gerjesztett lengés amplitúdója, ω a gerjesztés frekvenciája, φ a fázisszög a gerjesztett és a gerjesztő lengés közötti szögeltérés, t az időváltozó.

– A statikus amplitúdó értelmezését útgerjesztés eseteire (III–IV és V alaptípusok) és az arra visszavezethető esetre (a tömegerővel gerjesztett eset II-nél) egészen lassú forgatásnál ($\omega = 0$) adjuk meg. Mivel ekkor a gerjesztés frekvenciája nem érvényesül, ezért a III–IV–V típusoknál $K_s = r$, és a II-típusnál $K_s = \frac{m_0}{m} r$, mert ekkora az m_0 és m tömegekből álló rendszer súlypontjának vízszintes irányú mozgás amplitúdója. Ennek az utóbbinak más értelmezése szerint: a K_s sugáron körbe forgatott m tömeg ugyanakkora gerjesztő hatást ad, mint az r sugáron körbeforgó m_0 tömeg. Az erőgerjesztés esetén (I-eset) az F_0 $c = K_s$ adja az alacsony frekvenciájú ($\omega \approx 0$) gerjesztés legnagyobb ($\omega \approx 0$) kitérés értékét.

– A fázisszög értelmezését az előzőekben már meghatároztuk eszerint: a gerjesztett lengés kitérésének késése (szögeltérése) a gerjesztő hatás legnagyobb értékéhez képest adja meg φ -t. A különböző alaptípusok táblázatai alapján a φ számításnál figyelembe kell vennünk a $\lambda = \frac{\omega}{\alpha}$ értékét és a *Lehr*-féle csillapítást (D).

– A nagyítás függvényét számítási összefüggések és ábrák is bemutatják. A legfontosabb megállapításunk, hogy ha van csillapítás ($D \neq 0$), úgy a rezonancia jelensége esetén sem válik a gerjesztett lengés amplitúdója végtelenné. Megjegyezzük, hogy a rezonanciagörbe csúcának koordinátáit is megadtuk a táblázatokban. Kivétel a V alaptípus, mivel ebben az esetben a gerjesztett lengés legnagyobb kitérés értékét nem az előzőekben már említett $\lambda = \frac{\omega}{\alpha} = 1$ rezonancia helyen kapjuk. A I–II és III alapesetek rezonancia görbéin vonallal (pontvonal) kötöttük össze. A különböző $\lambda = \frac{\omega}{\alpha}$ értéknél meghatározható nagyítási tényezők értékelését a csillapítás nélküli rendszerrel alkalmazott módszer szerint végezhetjük el.

– A lengőrendszerbe beépített csillapító energiát emészt fel. Ezt egy külső gerjesztő hatás munkavégzésével pótoljuk. Az erre fordított gerjesztőhatás teljesítménye az ún. hasznos teljesítmény. Ezt a megadott alaptípusoknál az általános kifejezésben

$$P = P_0[V + B \sin(2\omega t - \varphi)] = P_0V + P_0B \sin(2\omega t - \varphi)$$

szereplő $P_0V = P_h$ első tag adja meg. A második tag a lengés kétszeres frekvenciájával változó ún. meddő teljesítmény: $P_m = P_0B \sin(2\omega t - \varphi)$. A meddő teljesítmény munkája egyenlíti ki a két energia fajta eltérését. Tudniillik a gerjesztett lengést végző tömeg mozgási és a rugalmas elemek helyzeti (potenciális) energiája csak a rezonanciában egyenlő, az ettől eltérő λ értékeknél a meddő teljesítmény munkája egyenlíti ki az eltéréseket. Mivel ismétlődésenként (ciklusonként) az energia átalakulás kétszer játszódik le, ezért a meddő teljesítmény frekvenciája a gerjesztőhatás frekvenciájának a kétszerese (2ω). A P_0 szorzótényezőnek (a vonatkoztatási teljesítménynek) teljesítménymértékegysége van, de nem fejezi ki a gerjesztett (λ) és a csillapított (D) lengőrendszer szükséges teljesítmény igényét. A valóságos viszonyok fizikai tartalmára jellemző nagyítási tényezők (függvények) segítségével fejezhetjük ki a gerjesztés teljesítményét. Ezeknek a nagyítási tényezőknek hasznos (V) és meddő (B) elnevezésük van, az előző fizikai magyarázatnak megfelelően.

A 20.18. ábrán berajzoltuk a lengőrendszerre ható gerjesztő erőt, a kitérés (y), a sebesség (\dot{y}), a gyorsulás (\ddot{y}) értelmét. A 20.18b ábrán a lengő tömegre ható erőket ábrázoltuk, ahol

$$\text{a rugóerő:} \quad F_r = \frac{-y}{c};$$

$$\text{a csillapítóerő:} \quad F_{cs} = -k\dot{y};$$

$$\text{az inerciaerő:} \quad F_i = -m\ddot{y};$$

$$\text{a gerjesztőerő:} \quad F_g = F_0 \sin \omega t.$$

A *D'Alembert*-elv szerint az m tömegre felírható látszólagos (képzeletbeli) egyensúlyi egyenlet (a jobbra mutató erők előjele pozitív, az ellentétes negatív):

$$-m\ddot{y} - k\dot{y} - \frac{y}{c} + F_0 \sin \omega t = 0.$$

Ezt rendezve kapjuk a mozgásegyenletet:

$$m\ddot{y} + k\dot{y} + \frac{y}{c} = F_0 \sin \omega t,$$

amely megegyezik a 20.8. táblázatban közölttel.

A mozgásegyenlet azonosítása után a közölt összefüggések és diagramok alkalmazhatók. A továbbiakban a táblázatok egyes megnevezéseinek értelmezését végezzük el:

– A tömeg állandósult mozgásának egyenletében; K a gerjesztett lengés amplitúdója, ω a gerjesztés frekvenciája, φ a fázisszög a gerjesztett és a gerjesztő lengés közötti szögeltérés, t az időváltozó.

– A statikus amplitúdó értelmezését útgerjesztés eseteire (III–IV és V alaptípusok) és az arra visszavezethető esetre (a tömegerővel gerjesztett eset II-nél) egészen lassú forgatásnál ($\omega = 0$) adjuk meg. Mivel ekkor a gerjesztés frekvenciája nem érvényesül, ezért a III–IV–V típusoknál $K_s = r$, és a II-típusnál $K_s = \frac{m_0}{m} r$, mert ekkora az m_0 és m tömegekből álló rendszer súlypontjának vízszintes irányú mozgás amplitúdója. Ennek az utóbbinak más értelmezése szerint: a K_s sugáron körbe forgatott m tömeg ugyanakkora gerjesztő hatást ad, mint az r sugáron körbeforgó m_0 tömeg. Az erőgerjesztés esetén (I-eset) az $F_0 c = K_s$ adja az alacsony frekvenciájú ($\omega \approx 0$) gerjesztés legnagyobb ($\omega \approx 0$) kitérés értékét.

– A fázisszög értelmezését az előzőekben már meghatároztuk eszerint: a gerjesztett lengés kitérésének késése (szögeltérése) a gerjesztő hatás legnagyobb értékéhez képest adja meg φ -t. A különböző alaptípusok táblázatai alapján a φ számításnál figyelembe kell vennünk a $\lambda = \frac{\omega}{\alpha}$ értékét és a *Lehr*-féle csillapítást (D).

– A nagyítás függvényét számítási összefüggések és ábrák is bemutatják. A legfontosabb megállapításunk, hogy ha van csillapítás ($D \neq 0$), úgy a rezonancia jelensége esetén sem válik a gerjesztett lengés amplitúdója végtelenné. Megjegyezzük, hogy a rezonanciagörbe csúcának koordinátáit is megadtuk a táblázatokban. Kivétel a V alaptípus, mivel ebben az esetben a gerjesztett lengés legnagyobb kitérés értékét nem az előzőekben már említett $\lambda = \frac{\omega}{\alpha} = 1$ rezonancia helyen kapjuk. A I–II és III alapesetek rezonancia görbéin vonallal (pontvonal) kötöttük össze. A különböző $\lambda = \frac{\omega}{\alpha}$ értéknél meghatározható nagyítási tényezők értékelését a csillapítás nélküli rendszerrel alkalmazott módszer szerint végezhetjük el.

– A lengőrendszerbe beépített csillapító energiát emészt fel. Ezt egy külső gerjesztő hatás munkavégzésével pótoljuk. Az erre fordított gerjesztőhatás teljesítménye az ún. hasznos teljesítmény. Ezt a megadott alaptípusoknál az általános kifejezésben

$$P = P_0[V + B \sin(2\omega t - \varphi)] = P_0 V + P_0 B \sin(2\omega t - \varphi)$$

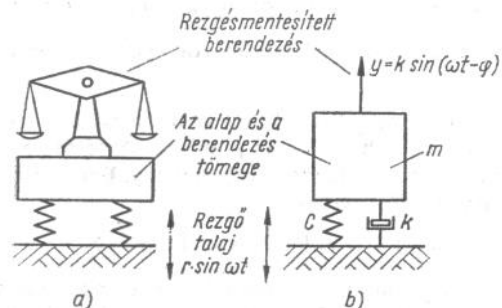
szereplő $P_0 V = P_h$ első tag adja meg. A második tag a lengés kétszeres frekvenciájával változó ún. meddő teljesítmény: $P_m = P_0 B \sin(2\omega t - \varphi)$. A meddő teljesítmény munkája egyenlíti ki a két energia fajta eltérését. Tudniillik a gerjesztett lengést végző tömeg mozgási és a rugalmas elemek helyzeti (potenciális) energiája csak a rezonanciában egyenlő, az ettől eltérő λ értékeknél a meddő teljesítmény munkája egyenlíti ki az eltéréseket. Mivel ismétlődésenként (ciklusonként) az energia átalakulás kétszer játszódik le, ezért a meddő teljesítmény frekvenciája a gerjesztőhatás frekvenciájának a kétszerese (2ω). A P_0 szorzótényezőnek (a vonatkoztatási teljesítménynek) teljesítménymértékegysége van, de nem fejezi ki a gerjesztett (λ) és a csillapított (D) lengőrendszer szükséges teljesítmény igényét. A valóságos viszonyok fizikai tartalmára jellemző nagyítási tényezők (függvények) segítségével fejezhetjük ki a gerjesztés teljesítményét. Ezeknek a nagyítási tényezőknek hasznos (V) és meddő (B) elnevezésük van, az előző fizikai magyarázatnak megfelelően.

Az alaptípusok diagramjai a λ tényező függvényében, és a *Lehr*-féle csillapítás paraméterei szerint vannak megadva. A nagyítási függvényeket (a rezonancia függvényeket) a relatív csillapítás paraméterei szerint is szokás ábrázolni. Erre látunk példát a 25. fejezetben tárgyalt lengéstani vizsgálatnál.

A többszabadságfokú rendszerek lengéstani viselkedése a rezonancia környezetében hasonló az egyszabadságfokú rendszeréhez, ezért a közölt alaptípusok összefüggései és diagramjai ezekre is alkalmazhatók. Ha a lengésállapot a rezonanciasávtól távol van — úgy az összefüggések és diagramok használata alapján kapott — számszerű eredmények csak közelítésre alkalmasak.

Az alaptípusok eseteire visszavezethető gyakorlati feladatok közül a lengésszigetelés megoldásait mutatjuk be.

Az ún. passzív lengésszigetelés valamely érzékeny berendezésnek (műszernek vagy nagypontosságú munkagépnek) a megóvását jelenti a környezet erős rezgésétől. Erre az esetre mutat példát a 20.24a ábra, és



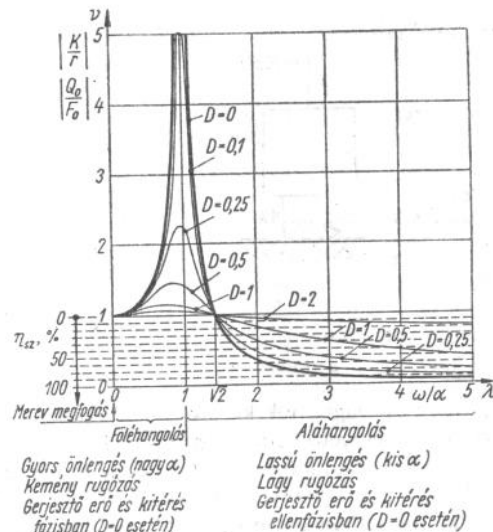
20.24. ábra. Passzív lengésszigetelés

a helyettesítő modellre a *b* ábra. A feladat szerint az *m* tömeg lengésének *K* amplitúdóját akarjuk kis értéken tartani a talajhoz képest, amely $r \cdot \sin \omega t$ harmonikus rezgőmozgást végez. A vizsgált rendszer megfelel a V. alaptípusnak. Ennek nagyítás-függvénye:

$$\frac{K}{r} = \frac{\sqrt{1+4D^2\lambda^2}}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2+4D^2\lambda^2}}$$

alakú, és mivel most lengésszigetelési feladat miatt vizsgáljuk, ezért a $\frac{K}{r}$ viszonyt lengésszigetelés vezetőképességének nevezzük.

A rezonancia-függvényt (a nagyítás-függvényt) a 20.25. ábrán láthatjuk λ függvényében és *D* paraméterek szerint ábrázolva. A védett gépre átadódó *K* kitérés amplitúdó csak $\lambda > \sqrt{2}$ esetén lesz *r*-nél kisebb. A $\lambda > \sqrt{2}$ tartományban (aláhangelással oldjuk meg a feladatot), az erős csillapítás rontja a viszonyokat, mivel *D* növekedése a nagyítási tényező értékét is megnöveli. Bizonyos mérsékelt csillapításra ($D \approx 0,05 \dots 0,2$) természetesen szükség van, mert indulásnál és leállításnál (a talaj rezgésének megszűnésénél és újbóli bekövetkezésénél) a védett gép lengése áthalad a rezonancián. Az ekkor kialakuló rezgéseket mérsékeli a csillapítás. A 20.25. ábra egyben a lágy rugózás megoldásának lengéstani magyarázatára is alkalmas: Ha eltekintünk a lágy rugók csillapítóhatásától (vagy nagyon kicsinek vesszük), úgy a lágy rugózás nem csökkenti a tömeg mozgásának amplitúdóját, sőt a gerjesztő hatások következtében szinte szabadon (a csillapítás mértékének megfelelően) végzi harmonikus lengőmozgását. Mivel a lágy rugózás az aláhangelolás tartományára jellemző, ezért a gerjesztőhatások (akár erő, akár kitérés) ellenfázisban vannak a gerjesztett mozgás jellemzőivel (úgy a tömegezővel, mint a kitéréssel), és ezek kiegyensúlyozzák egymást. Ennek köszönhető, hogy a gerjesztőhatásoknak csak kis része adódik át, és ez is csökkenthető, ha aláhangeltebb rendszert alakítunk ki.



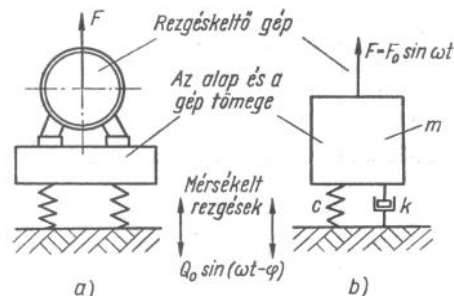
20.25. ábra. Nagyítás függvény

A 20.25. ábra alapján azt is megállapítjuk, hogy föléhangolással nem tudjuk gerjesztett lengés amplitúdóját a gerjesztőhatás amplitúdója alá csökkenteni. A legjobb (!) esetben is legfeljebb a gerjesztőhatás amplitúdója érhető el, ekkor kemény rugózású, (ill. merev megfogású) rendszert alakítottunk ki.

A 20.25. ábráról a lengésszigetelés hatásfokát is leolvashatjuk. A η_{sz} jelölésű skálán leolvashatjuk, hogy az adott $\lambda = \frac{\omega}{\alpha}$ és D jellemzőkkel meghatározott rendszernél a gerjesztőhatás hány %-át sikerült „szigetelni”. A passzív szigetelés esetére:

$$\eta_{sz} = \left(1 - \frac{K}{r}\right) 100\% \quad \text{kifejezés adja a skálán is leolvasható értéket.}$$

Az ún. aktív lengésszigetelés esetén a gép, a berendezés okozhat a környezetére nézve kedvezőtlen rezgéseket. A 20.26a ábrán egy rezgékeltő berendezést, a 20.26b ábrán a modelljét mutatjuk be. Ez az eset megfelel a szakirodalomban gépalapozásnak nevezett lengéstani feladatnak. A helyettesítő modell a I jelű alaptípusnak megfelelő, tehát a 20.8. táblázat összefüggései és a 20.19. ábra diagramjai alapján vizsgálhatjuk az aktív lengésszigetelés lengéstani kérdéseit. Ezt most nem végezzük el,



20.26. ábra. Aktív lengés szigetelés

mivel a jelzett összefüggések és diagramok könnyen kezelhetőek. A továbbiakban a rezgésszigetelés alapvető céljánál szeretnénk megállapításokat tenni. Alapvetően a talajra átadódó erőnek (Q_0) és az F_0 gerjesztőerőnek a hányadosa a kérdés. Ezt a hányadost az előzőekben tárgyalt passzív lengésszigeteléshez hasonlóan lengésszigetelés vezetőképességének nevezzük. A most vizsgált modell esetén, a különböző erőhatások,

például a rugóerő és a csillapítási erő figyelembevételét után, mivel ezeken keresztül adódik át az F_0 -ból származó a talajra ható Q_0 erő, az erő-nagyítást a:

$$\frac{Q_0}{F_0} = \frac{\sqrt{1+4D^2\lambda^2}}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2+4D^2\lambda^2}}$$

kifejezés adja meg.

Az összefüggés teljesen azonos a passzív lengésszigetelés nagyítás-függvényével, ezért az aktív lengésszigetelés erő-nagyítás függvényének ábrája is megegyezik a 20.25. ábrán látható görbékkel. Az előzőek alapján az erő-nagyítás diagram alapján levont következtetések is megfelelnek a passzív lengésszigetelés vizsgálatánál említettekkel, azzal a különbséggel, hogy itt most erőgerjesztést vizsgálunk, és a talajra átadódó „szigetelést” értékeljük.

Az aktív lengésszigetelés hatásfoka is hasonlóan értelmezhető, de most az erőkkel kifejezve:

$$\eta_{sz} = \left(1 - \frac{Q_0}{F_0}\right) 100\%$$

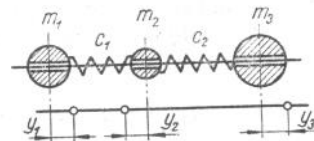
alakú az összefüggés.

Megemlítjük, hogy az irodalom olyan összetett példákat is közöl, amelyeknél megfelelő átalakítások után az alaptípusok valamelyikének megfelelő mozgásegyenlet felismerhető.

Több tömegű lengőrendszerek.

Szerkezeteink lengéstani vizsgálata gyakran visszavezethető koncentrált-nak tekinthető tömegek, és ezeket összekapcsoló rugalmas elemek rendszerének vizsgálatára. A 20.27. ábrán látható három tömegű, egyenes vonalú lengéseket végző rendszer esetén a felírható mozgásegyenletek száma is három. A három kitérés koordinátával (y_1, y_2, y_3) kifejezett mozgásegyenletek segítségével meghatározhatjuk az ún. jellegzetes egyenletét, amelyik tulajdonképpen a rendszer saját frekvenciájának meghatározására alkalmas. A három tömegű rendszerénél:

$$m_1 + m_2 + m_3 - [m_1 m_2 c_1 + m_1 m_3 (c_1 + c_2) + m_2 m_3 c_2] \alpha^2 + m_1 m_2 m_3 c_1 c_2 \alpha^4 = 0.$$



20.27. ábra. Háromtömegű lengőrendszer

Az egyenlet felépítése tetszőleges számú tömegeből álló lengőrendszer esetén is könnyen felírható. Az első tag a tömegek összegéből áll. A második tag — az α^2 együtthatója — a tömegek kettős szorzatainak összege, mindegyik szorozva még a két tömeggel közrefogott rugók állandójának összegével (előjele ellentétes az első tag előjelével). A harmadik tagot a tömegek hármasszorzata és a rugóállandók szorzata adja, ez lesz az α^4 együtthatója (előjele az első tag előjelével azonos).

Több tömeg esetén a következő tagok a tömegek kombinációjának és a rugóállandók szorzatának összegét tartalmazzák, növekedő páros hatványaival és váltakozó előjellel.

Az n véges nagyságú tömegeből álló ún. szabad rendszert $2(n-1)$ -ed fokú egyenlet jellemzi; $2(n-1)$ valós gyök van, páronként egyenlők, de ellentétes előjelűek. Fizikai értelme csak a pozitív gyöknek van, így $n-1$ különböző értéket kapunk. Az n tömegű szabad rendszer ennyiféle egyenmű lengést végezhet.

A karakterisztikus (jellegzetes) egyenlet gyökeinek jelentése az, hogy minden egyes α értékkel a lengőrendszer minden egyes tömegének mozgását egy-egy $y = K \sin(\alpha t + \varepsilon)$ alakú egyenlet adja meg. Az ε és K állandók az indítástól függenek. Az egyszerű lengéseket harmonikusoknak (vagy főlengésnek) nevezik. A legalacsonyabb lengésszámú harmonikus az első harmonikus. A rendszer lehet bármelyik egyszerű lengésnek megfelelően, de egyidejűleg két vagy több egyszerű lengés szerint is mozoghat.

Gyakorlatban az az eset fontos, amikor a rendszer valamennyi tömege ugyanazon α -val leng.

Az általunk vizsgált esetben a három tömeg mozgását a következő egyenletek adják:

$$y_1 = K_1 \sin(\alpha t + \varepsilon_1) = K_1 \sin(\alpha t + \varepsilon);$$

$$y_2 = K_2 \sin(\alpha t + \varepsilon_2) = K_2 \sin(\alpha t + \varepsilon);$$

$$y_3 = K_3 \sin(\alpha t + \varepsilon_3) = K_3 \sin(\alpha t + \varepsilon).$$

α helyébe a karakterisztikus egyenlet megoldásából származó α_1 és α_2 gyökök közül vagy az egyik, vagy a másik kerül mindhárom egyenletbe. Az egyenletek felírásakor ε mellől az indexeket elhagyhatjuk, mert bizonyítható, hogy az $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ stb. fáziszögek vagy egyenlők, vagy π -ben különböznek egymástól. Az egyes tömegek vagy fázisban vagy ellenfázisban lengnek egymáshoz viszonyítva, és ennek megfelelően valamennyi tömeg a legnagyobb kitérését (akár pozitív, akár negatív) ugyanabban a pillanatban éri el.

A három tömeg mozgását megadó egyenleteket a mozgásegyenletekből nyerjük:

$$I. \quad -\alpha^2 m_1 K_1 = -\frac{K_1 - K_2}{c_1};$$

$$II. \quad -\alpha^2 m_2 K_2 = \frac{K_1 - K_1}{c_1} - \frac{K_2 - K_3}{c_2};$$

$$III. \quad -\alpha^2 m_3 K_3 = \frac{K_2 - K_3}{c_2}.$$

Adjuk össze az előző egyenleteket, akkor

$$\sum m_i K_i = m_1 K_1 + m_2 K_2 + m_3 K_3 = 0$$

tulajdonképpen a súlypont-tételt fejezi ki, és megállapítja, hogy a rendszer súlypontja nem mozdul el. A lengőrendszer mozgását ui. egyedül a rugóerők hatására végzi, ezek az erők pedig belső erők.

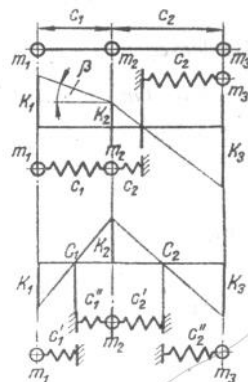
Több tömegű lengőrendszerek esetén az amplitúdók ismerete alapján megrajzolhatjuk az ún. lengésképet, ha a K_1 értéket ismerjük (pl. felvesszük tetszőlegesen), akkor a megoldásból (I; II; III):

$$K_2 = K_1 - c_1 \alpha^2 m_1 K_1$$

$$\text{és } K_3 = K_2 - c_2 \alpha^2 (m_1 K_1 + m_2 K_2)$$

módon határozható meg.

A lengéskép rajzolásához rugóállandó mértéket veszünk fel. Az egyes tömegeket azután a lengés egyenesére a rugóállandóknak megfelelő távolságokba visszük fel. A K_1, K_2, \dots stb. kitéréseket a lengés egyenesére 90° -kal elforgatva mérjük fel, előjelüknek megfelelően, és az így nyert pontokat egyenesekkel kötjük össze. Ezek a törtvonalak metszik (egy vagy több pontban) a felvett tengelyt (lengés egyenest), ezeket a metszőpontokat nevezzük csomópontoknak (20.28. ábra). A csomópontok a rugóknak azokat a pontjait adják meg, amelyek a lengés folyamán nem mozdulnak el, a csomópontok helyén a rugót rögzítettnek gondolhatjuk, tehát akár részekre is bonthatjuk a rendszert. Természetesen mindegyik rész ugyanazzal a körfrekvenciával leng, mint az egész rendszer. A lengéskép alapján lehet



20.28. ábra. Több tömegű lengőrendszer lengésképe

következtetni a rugók igénybevételére is. A 20.28. ábráról leolvashatjuk, hogy

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{K_1 - K_2}{c_1}$$

Tehát a c_1 állandójú rugó legnagyobb megnyúlása lengés közben $K_1 - K_2$, ezt a rugóállandóval osztva, a c_1 állandójú rugóban a lengések folyamán ébredő legnagyobb rugóerőt kapjuk. A képlet értelmében a legnagyobb erővel terhelt rugó egyenese a lengéskép tengelyével a legnagyobb szöget zárja be. Mivel minden egyszerű lengésre rajzolhatunk egy-egy lengésképet, így a legkisebb α -nak megfelelő lengés képénél egy csomópont van, és a csomópontok száma minden következő gyorsabb lengés esetében eggyel emelkedik, végül a leggyorsabb egyszerű lengés esetén a csomópontok száma $(n-1)$, azaz mindegyik rugón van egy csomópont. Nézzünk egy feladatot.

Határozzuk meg a 20.29. ábrán megadott szimmetrikus lengőrendszer egyszerű lengéseinek körfrekvenciáját.

A rendszer karakterisztikus egyenlete:

$$(m + 2m + m) - \alpha^2 [m \cdot 2mc + mm(c+c) + 2mmc] + \alpha^4 m \cdot 2mmc = 0.$$

Rendezve:

$$4m - 6m^2 c \alpha^2 + 2m^3 c^2 \alpha^4 = 0;$$

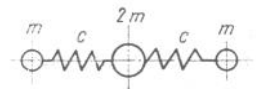
$$2 - 3mc \alpha^2 + m^2 c^2 \alpha^4 = 0;$$

és $mc\alpha = x$ helyettesítéssel: $x^2 - 3x + 2 = 0$.

A megoldás:

$$x_1 = \frac{3 - \sqrt{9 - 8}}{2} = 1 = mc\alpha_1^2, \text{ azaz } \alpha_1 = \sqrt{\frac{1}{mc}};$$

$$x_2 = \frac{3 + \sqrt{9 - 8}}{2} = 2 = mc\alpha_2^2, \text{ azaz } \alpha_2 = \sqrt{\frac{2}{mc}}.$$



20.29. ábra. Háromtömegű szimmetrikus lengőrendszer

A szimmetrikus lengőrendszer lengésképeinek megrajzolásakor (20.30. ábra) a szimmetriát kiaknázzhatjuk. Természetesen figyelemmel kell lennünk arra is, hogy a lengések egyedül a rugalmas visszatérőerők hatására mennek végbe, ezek az erők pedig belső erők és a súlypont helyzetét nem változtatják meg. A rendszer súlypontja tehát, ha a lengés indításakor nyugalomban volt, továbbra is nyugalomban marad. A leglassúbb lengésnek (az α_1 körfrekvencia) már két csomópontja van, mindegyik rugón egy. Ennek megfelelően a középső tömeg a szélsőkhöz képest ellentétes értelemben mozog, és így a két szélső tömeg mozgása csak egyértelmű lehet. A súlyponttételnek megfelelően a középső $2m$ tömeg annyit tér ki az egyik irányban, mint a két szélső m tömeg (összesen tehát ugyancsak $2m$ tömeg) a másik irányban, így

$$K_1 = K_3 = -K_2.$$

Ennyiadat alapján a lengésképek már megrajzolhatók. A rendszert a csomópontok helyén részekre osztva és befogást tételezve fel, az α_1 körfrekvenciájú első harmonikus esetében az így nyert $m-c$ rendszer vetítő szögsebessége:

$$\alpha = \frac{1}{\sqrt{mc}} = \alpha_1, \text{ természetesen egyezik a}$$

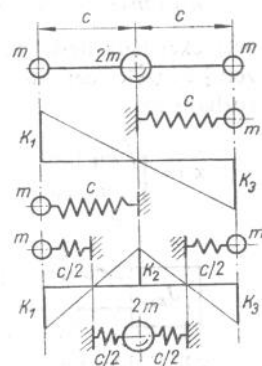
karakterisztikus egyenletről nyert eredménnyel. Az α_2 körfrekvenciájú lengéskor a rendszer három egytömegű rendszerre bontható. A csomópontok a rugók középeré esnek ($K_1 = -K_2$), így a szélső rendszerek rugóállandója $c/2$; a középső rendszeré pedig $\frac{2}{c} + \frac{2}{c} = \frac{4}{c}$ alapján $\frac{c}{4} = c_c$.

Ennek megfelelően a szélső rendszerek vetítő szögsebessége:

$$\alpha = \frac{1}{\sqrt{m \frac{c}{2}}} = \sqrt{\frac{2}{mc}} = \alpha_2,$$

a középső rendszeré pedig

$$\alpha = \frac{1}{\sqrt{2m \frac{c}{4}}} = \sqrt{\frac{2}{mc}} = \alpha_2.$$



20.30. ábra. Szimmetrikus lengőrendszer lengésképe

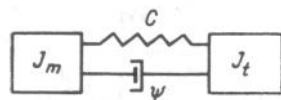
A három egytömegű lengőrendszer α -ja egymásközt egyenlő és természetesen megint ugyanakkora, mint a karakterisztikus egyenletből nyert érték.

Nagyon gyakran kéttömegű lengőrendszer vizsgálatára vezetjük vissza a feladatot. Ilyenkor a 20.31. ábra jelölései alapján a karakterisztikus egyenlet:

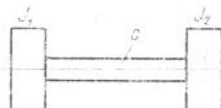
$$m_1 + m_2 - [m_1 m_2 c] \alpha^2 = 0, \quad \text{mivel} \quad m_3 = c_2 = 0$$

értékeket helyettesítettünk a három tömegű lengőrendszernél értelmezett jellegzetes egyenlet megfelelő jelöléseivel. Az egyenletből meghatározható az

$$\alpha = \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2 c}} = \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{m_1 m}} s \quad \text{körfrekvencia értéke.}$$



20.31. ábra. Kéttömegű lengőrendszer vizsgálata



20.32. ábra. Kéttömegű forgó lengőrendszer vizsgálata

A többtömegű egyenesvonalú lengésre értelmezett összefüggés alkalmazható a forgó (a torziós) lengésekre is. Mivel a 25. fejezetben forgólengésekre alkalmazzuk az ismereteinket, ezért a körfrekvenciát a 20.32. ábra jelölései alapján is kifejezzük:

$$\alpha = \sqrt{\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2 c}} = \sqrt{\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}} s.$$

A kifejezésekben c a rugóállandó és s a rugómervség.

A tömegek, a rugók és a csillapítóhatások redukálása. A gyakorlati feladatok között gyakran szükséges, hogy a lengőrendszer összes mozgó tömegét egyetlen tömegponttal helyettesítsük; más esetben a rugó (vagy rugók) helyettesítésére van szükség egy másik helyre tett rugóval, vagy éppen a csillapítóhatás áthelyezése teszi könnyebbé a feladat megoldását, ill. a rendszer modellezését. Ezeket az áthelyezési megoldásokat összefoglalóan redukálásnak nevezzük.

A tömegek redukálását az energia megmaradásának elve alkalmazásával végezzük el. A 20.13. táblázatban különböző lengőrendszerek tömegeinek redukálását közöljük. Az *a)* eset egy *O* pontban csapágya-

Redukálási feladatok

Redukálási feladat	Számítási összefüggés
	$m_r = \frac{m}{3} \frac{l^2}{a^2}$
	$m_r = \frac{J_A}{a^2} + \frac{J_B R^2}{a^2 r^2}$
	$m_r = \frac{J_F}{e^2} + \frac{J_G d^2}{e^2 b^2} + \frac{m a^2 d^2}{e^2 b^2}$
	$J_2^* = J_2' + J_2'' \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2$ $J_3^* = J_3 \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2$

zott rúd redukált tömegének a meghatározását mutatja, amit most a rugó helyére (ez lehet tetszőleges!) végzünk el. Az áthelyezés után feltételezzük (ez alapelv), hogy csak kis kitérésű lengésekről lévén szó a redukált tömeg

egyenesvonalú lengéseket végez. Tehát a mozgási energia:

$$E_m = \frac{m_r(a\omega)^2}{2},$$

mert a redukált tömeg sebessége $v = a\omega$. Ha a rudat tekintjük, úgy a forgási energia:

$$E_f = \frac{J\omega^2}{2},$$

ahol J a rúd tehetetlenségi nyomatéka.

Ennek kifejezése $J = \frac{1}{3}ml^2$.

Behelyettesítve, és alkalmazva az energia megmaradástörvényét: $E_m = E_f$, így

$$\frac{m_r a^2 \omega^2}{2} = \frac{\frac{1}{3}ml^2 \omega^2}{2}, \quad \text{tehát} \quad m_r = \frac{m}{3} \frac{l^2}{a^2}.$$

A b) esetben egy R sugarú fogasív és egy r sugarú fogaskerék kényserkapcsolatát mutatjuk be. Nem részletezve a redukálást említjük meg, hogy ebben az esetben figyelembe kell venni a kapcsolat módosítását $\left(\frac{\omega_B}{\omega_A} = \frac{R}{r}\right)$, és az m_r tömeg függőleges sebességét: $v = \omega_A a$ (ez az egyenesvonalú mozgás sebessége).

A c) eset egy haladó és lengőmozgást végző tömegekből álló lengőrendszer redukálását mutatja. A tömeg áthelyezése közben figyelembe kell venni a két emelőkar módosítását $\left(\frac{a}{b}$ és $\frac{d}{e}\right)$ és a tehetetlenségi nyomatékait.

A d) eset gyakran előforduló torziós lengőrendszer (pl. fogaskerék-hajtás) redukálását mutatja. A közös tengelyre való redukálásnál a forgási energiák alapján, a módosítás $\left(\frac{r_1}{r_2}\right)$ figyelembevételével végezhető el. Megjegyezzük, hogy a J_2^* és J_3^* közötti rugalmas tengely c_{2-3}^* rugóállandója és a k^* csillapítási tényezője is redukált értékek (lásd a továbbiakban).

Az előző példa igényeli a rugó áthelyezését (redukálását). Alapelv, hogy bármely rugót az alakváltozási munkák egyenlősége alapján helyez-

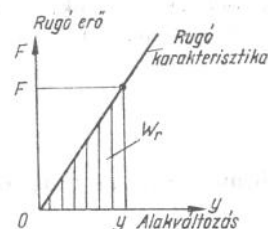
hetünk át. Az egyenes vonalú mozgásnál a rugó alakváltozási munkája a 20.33. ábra bevonalkázott területe:

$$w_r = \frac{1}{2} Fy.$$

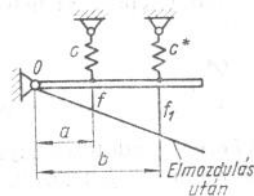
Lineáris karakterisztikájú rugók esetén

$$F = \frac{y}{c},$$

ezt behelyettesítve: $W_r = \frac{y^2}{2c}$.



20.33. ábra. Rugó alakváltozási munkája



20.34. ábra. Rugó áthelyezése (redukálása)

Hasonlóan értelmezhető a torziós rendszerek rugóinak alakváltozási munkája:

$$W_r = \frac{\varphi^2}{2c},$$

ahol φ a szögelfordulás (az alakváltozás!).

Karos szerkezetek esetén (20.34. ábra) a következő alakváltozási munkák egyenlősége írható fel:

$$\frac{f^2}{2c} = \frac{f_1^2}{2c^*},$$

ahol hasonló háromszögek alapján $f_1 = \frac{b}{a}f$. Az áthelyezett rugóállandó (c^*) kifejezése: $c^* = c \frac{b^2}{a^2}$.

Általánosságban a 20.3. táblázat utolsó sorában megadott összefüggések fejezik ki a most értelmezett áthelyezést (redukálást).

folyási határt meghaladó igénybevétel csak egyes szerkezeti helyeken — a feszültséggyűjtő helyeken — jelentkezik, akkor az itt bekövetkező alakváltozások a feszültségeloszlás kiegyenlítődsét is előidézhetik. A rideg törésre nem hajlamos anyagok az igénybevétel térben vagy időben bekövetkező változásaira nem érzékenyek, és a hőmérséklet csökkenésével szemben is ellenállóak.

Megemlítjük, hogy a hegesztési varratok szilárdsági tulajdonságai a korszerű hegesztési eljárásoknál fedettívű, védőgáz, ellenálláshegesztési stb. módszereknél eléri, sőt túlhaladja az alapanyagok tulajdonságait.

A rideg anyagok (pl. szürke öntvény) úgyszólván maradó alakváltozás nélkül törnek, érzékenyek az igénybevétel hirtelen változásaira, a feszültséggyűjtő helyekre és a nagyobb hőmérséklet-csökkenésre.

Szükséges vizsgálni a technológiai eredetű hibalehetőségeket. Az öntvények — akár szürkeöntés, méginkább acélöntés esetén — ritkán készíthetők el hibamentesen. A hibák egy része a külső felületen helyezkedik el, vagy a forgácsoló megmunkálás során szemmel észrevehető, vagy roncsolásmenetes anyagvizsgálattal megállapítható. Ezekben az esetekben — néhol nehezen és költségesen — javítással megmenthetők az öntvények, vagy végleges selejtként nem kerülnek beépítésre. Azok a hibák, amelyekkel nem tudunk felfedni állandó bizonytalanságot, törésveszélyt jelentenek. Ez nemcsak azért jelent veszélyt, mert a belső hibák gyengítik az igénybevehető keresztmetszetet, hanem mert feszültséggyűjtő helyként szerepelnek. Ez utóbbi főleg az acélöntvényeknél okozhat jelentős feszültséggyűjtő hatást — a szürkeöntvény bemetszési érzékenységét csökkenti a szövetszerkezet grafittábláinak kiegyenlítő hatása.

A hegesztett varratok hibái (a gyökhiba, a salak és gázzárványok, a repedések stb.) általában könnyebben vizsgálhatók és gyakorlatilag majd minden esetben javíthatók. Amint azt már említettük a varratok nagy szilárdságúak, és mivel szívósságuk a törésekkel szemben védelmet nyújtanak nagyon sok esetben ezért alkalmazzák a hegesztett kialakítást az öntött alkatrészek helyett. Feltétlenül ki kell emelnünk a tervező körültekintő feladatát a hozaganyag kiválasztásakor, amelynek alkalmazkodnia kell az alapanyaghoz, a várható igénybevételhez és a hegesztési technológiához. Továbbá ismernie kell a hegesztési zsugorodások és feszültségek alapvető törvényszerűségeit, azok hatásait és kiküszöbölésük lehetőségeit (7. fejezet).

Gazdasági kihatása van a különböző különleges üzemi viszonyok figyelembevételének is. Példaképpen említjük meg az egymáson elcsúszó alkatrészek felületeinek súrlódással szembeni ellenállóképességének igényét. Az öntöttvasnak kedvezőbbek a csúszási tulajdonságai, mint a hegesztett szerkezeteknél általában felhasznált acélananyagok csúszási

tulajdonságai. Ma már elterjedt az a hegesztéstechnológia — az ún. felrakóhegesztés módszere — amely szerint a kopásnak kitett helyen egy viszonylag kopásálló (ötvözött) réteget hegesztünk fel.

Más eljárás szerint a kopásnak kitett felületi részeket ötvözött, nagy keménységű kopásálló anyagból készítik és ezeket olcsóbb anyagú alkatrésztetthez hegesztik hozzá.

Az üzembiztonság érdeke, és a költségkihatás csökkentése megfelelő elemzéssel összhangba hozható. Ezért a tervezőtől körültekintő munkát igényel.

3. *Anyagköltségek.* Az anyagköltségek értékelését elvégezhetjük a kész-gyártmány súlyára vonatkoztatva, de ezenkívül még a hulladékmennyiség szintjét is vizsgálni kell. Öntvénynél a leöntött darab, hegesztésnél pedig a táblalemez, rúdacél, idomacél stb. jelenti a kiindulási súly nagyságát. Öntésnél az öntőfejek a felöntések súlya, valamint az utólagos megmunkálással — például a forgácsolással — leválasztott anyagrészek jelentik a hulladékot. Az öntvények anyagszükségletéhez hozzá tartoznak a formázáshoz szükséges anyagok, a formahomok és más különleges poralakban felhasznált anyag.

Az öntvényekkel szemben a hegesztett szerkezetek jelentős anyagmegtakarítást jelentenek. Mivel többnyire lemeztáblából, rúdból és más félkésztermékből leszábással nyerjük a felhasznált anyagmennyiséget, ezért a lehető legjobb anyagihasználat gondos lemezkiszabási terv alapján kell elvégezni. Ha nem írunk elő nagyon szigorú tűrést, úgy a megmunkálási ráhagyások általában jóval kisebbek, mint az öntvényeknél. Megjegyezzük, hogy a leszábásnál keletkezett hulladékot többnyire fel lehet használni más célokra. A hegesztésnél a kialakított varratérfogattal arányos mennyiségű járulékos anyagköltségek jelentkeznek; így például az elektródok, védőgáz, fedőpor stb. költségei. Már tettünk említést arról, hogy a túlzott, a „biztonságos”-nak vélt varratkeresztmetszet nem előnyös szilárdságtani szempontból, most gazdasági oldalról nézve is ugyanaz a megállapításunk; lehetőleg minél kedvezőbb és minél kisebb varratkeresztmetszetet kell előírni. Azt is megemlítjük, hogy a hegesztett szerkezeteknél felhasznált alapanyag egységára általában kisebb, mint az öntvény-alapanyagé, tehát a gyártmány önköltsége eszerint is csökken a hegesztett kivitel megvalósítása esetén.

4. *A gyártóeszközök költsége.* Az öntvények árának egyik legjelentősebb összetevője a mintaköltség. Mivel ennek kihatása a gazdaságosságra jelentős és nagymértékben függ a gyártandó darabszámtól, az öntvények méreteitől és bonyolultságától, ezért az utóbbiak figyelembevétele sorsdöntő jelentőségű az öntési technológia alkalmazásának vizsgálatánál. Megemlítjük, hogy a minták raktározási és javítási költségei sem

elhanyagolhatók. Például egy kisebb „futójavítás” 10...20%-a egy nagy javítás 20...60%-a az eredeti mintaköltségnek.

A hegesztésnél az esetek egy részénél nem szükséges valamely készülék alkalmazása, ha egy másik részüknél alkalmazzuk a készülékeket, úgy annak célszerűségi oka is van. A nem kívánatos elhúzóerők meggátolásán túlmenően, ezek a készülékek ugyanis olyan jellegűek, hogy alkalmazásuk ésszerűbbé, könnyebbé és gyorsabbá teszik a hegesztési munka elvégzését. Nem egy esetben a gépesítést, az automatizálást segítik elő és ezáltal a munkatermelékenységét növelik. Természetesen a készülékek alkalmazásakor — hasonlóan az öntési technológia esetéhez — a gyártott darabszám arányában terheli a hegesztett alkatrész költségét.

5. *Bérlőköltségek.* Az öntési munkaműveletek — a formázás, az öntés, az öntvénytisztítás, a hőkezelés, az esetleges előrajzolás, a forgácsolás — bérlőköltségei adják az öntött alkatrész eredő bérlőköltségét. Mivel az előbb felsorolt munkaműveletek — az öntvénytisztítás kivételével — viszonylag magas szakképzettséget igényelnek, így ezek bérlőköltségki-tása is nagy.

A hegesztett szerkezetek bérlőköltsége a darabolás, az előkészítés, az összeállítás, az előmelegítés a hegesztés, az esetleges hőkezelés és forgácsolás munkaműveleteinek költségeiből tevődik össze. A darabolás és az előkészítés nem igényel különösebb szakképzettséget, az összeállítást pedig legtöbbször maga a hegesztő végzi el. Az előmelegítés csak a feltételesen hegeszthető acélnál vagy a nagyobb elhúzóerők meggátolása miatt szükséges, az utólagos hőkezelés előírása csak azoknál a szerkezeteknél fontos, amelyeknél a belső feszültségek vagy a szövetszerkezeti elváltozások károsan befolyásolják az üzembiztonságot.

A bérlőköltségek összehasonlítása az előzőekben felsorolt jellemzők alapján a mindenkori helyi — üzemi — adottságok és az adott alkatrészek szerint lehetséges.

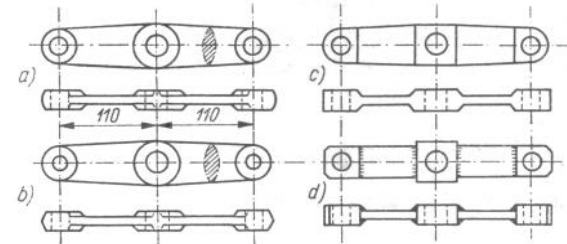
Általában a jól szerkesztett hegesztett alkatrészek bérlőköltségei kisebbek, mint az öntött kivitelnél meghatározható értékek.

Megemlítjük, hogy az öntési technológiánál meglehetősen nagy selejttel kell számolnunk (nem ritkán 20...40%-ot is elér!), és gyakran csak a forgácsoló műveletek során derül ki, hogy az alkatrész nem használható fel, így tehát az összes addigi művelet is kárba veszik. A hegesztési technológiánál az egyes műveletek külön-külön is ellenőrizhetők és így a javíthatatlan selejt sokkal ritkább, mint öntésnél.

6. *Egyéb költségek.* Az ide tartozó költségeket — amelyek adott esetben jelentősek lehetnek — feltétlenül figyelembe kell vennie a tervezőnek a különböző technológiák összehasonlításánál. Ezeknek a figyelembevételé ul. „rezsikulcs” alapján történik.

A beruházási költségek összehasonlítása feltétlenül a hegesztőműhely javára kedvezőbb. Még a korszerű automatikus berendezéssel felszerelt hegesztőműhely is kisebb beruházási igényű, mint egy kevésbé korszerű öntőműhely berendezése. Az energiaköltségekkel kapcsolatban ugyanaz mondható el. A szerszámgépek terhelése és a szerszámok kopása az öntvények esetén nagyobb, sőt nem egyszer különleges igényű gépet, ill. szerszámot igényel. A szállítási és raktározási költségek — amelyek az áru súlyával, ill. térfogatával arányosak — a hegesztett alkatrészek javára jelentenek költségcsökkenést az öntöttkivitelűhöz viszonyítva.

7. *Átfutási idő.* A gyártmányok egy részénél nagyon lényeges jellemző az elkészülésének ideje, az ún. átfutási idő. Gyakran ez határozza meg a gyártmány exportképességét, a különböző külföldi termékekkel szembeni versenyképességét. Az öntvényeknél van egy-két hosszú ideig tartó művelet (a mintakészítés, a hőkezelés, a forgácsolás) és ezenkívül a méreteknek és az igényeknek megfelelő feszültségmentesítés a pihentetés, (amely több hónapot is igénybe vehet). Ezek nagymértékben meghosszabbíthatják az átfutási időszakot. A hegesztett szerkezetek készítése sokkal rugalmasabb műveletekből áll, nagyobb megbízhatósággal lehet betartani a tervezett átfutási időt.



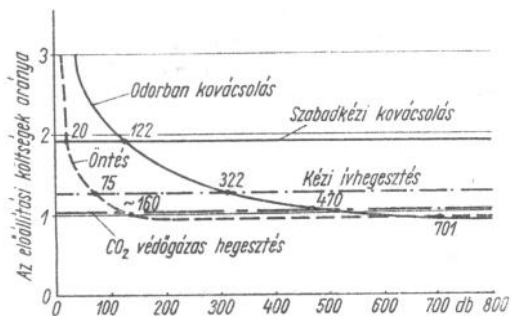
14.17. ábra. Gyártási változatok kétkarú emelő elkészítésénél

a) öntött kivitel; b) kézi kovácsolással készített; c) odórban kovacsolt kivitel; d) hegesztett megoldás

Az előzőekben értékelt jellemzőkön kívül elképzelhető egyes kivitelzési változatoknál jelentkező különleges összehasonlítási igény.

A következő összehasonlítási példán a legfontosabb jellemzők szerint értékeltük a különböző technológiák alkalmazását. A 14.17. ábra kétkarú emelőkarjának gyártási változatait mutatja. Az ábrán közötti változatok közül szilárdságtanilag a legkedvezőbb a folyamatos szálirányt és a keresztmetszetek fokozatos átmenetét biztosító odórban kovacsolt munkadarab.

Az igénybevétel és az üzemi hatások alapos ismerete szükséges ahhoz, hogy a szerkezeti kialakításokat szilárdságtanilag értékeljük. Jelen esetben az előállítási költségek viszonyítását végezzük el. Az értékelésnél figyelembe vettük az anyagköltségeket, a gyártóeszközök költségeit, a nyersdarab bérköltségét és a megmunkálás bérköltségét. A 14.18. ábra az előállítási költségek arányainak a darabszámtól függő alakulását mutatja. A költségarányokat a CO₂ védőgázos hegesztéshez viszonyítva adtuk meg. Az ábra alapján látható, hogy az öntésnél és az ódorban való kovácsolás esetén a minta, ill. az ódor költségei kis darabszámok esetén jelentősen megnövelik a gyártmány előállítási értékét. A kézi kovácsolásnál, valamint a kétféle hegesztési eljárásnál a darabszám — a szükséges gyártóeszközök költségkihatásának elhanyagolásával — nem befolyásolja a kialakuló költségeket (a diagramban állandó mind a három „görbe”!).



14.18. ábra. Előállítási költségek alakulása

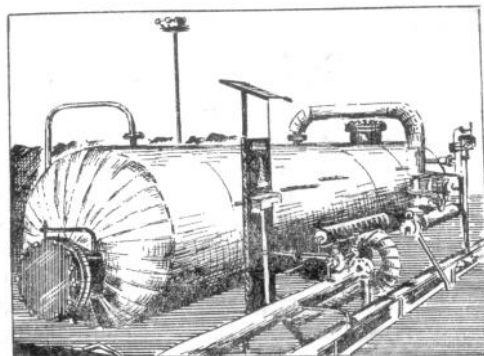
Amennyiben nem engedünk meg semminemű egyszerűsítést, úgy ezek a görbék sem állandó jellegűek, de természetesen jóval enyhébb befolyásuk van a kisebb darabszámok költségeire mint akár öntésnél, akár kovácsolásnál tapasztaljuk. Ez közvetlenül azzal magyarázható, hogy a kézi kovácsolás és a kétféle hegesztési eljárás gyártóeszközeinek felhasználhatósága nem korlátozódik az említett gyártmány készítésére, tehát a költségkihatása alig értékelhető. A költségösszehasonlítást segíti elő az egyes görbék metszéspontjainál feltüntetett gyártmány darabszám. Értékeljünk egy-két metszéspontot:

Látható, hogy kb. 160 gyártmány darabig a CO₂ védőgázos hegesztés a leggazdaságosabb. Az előállítási költségek aránya a 0–160 darabszám között ennél a technológiánál a legkisebb (itt éppen egy!).

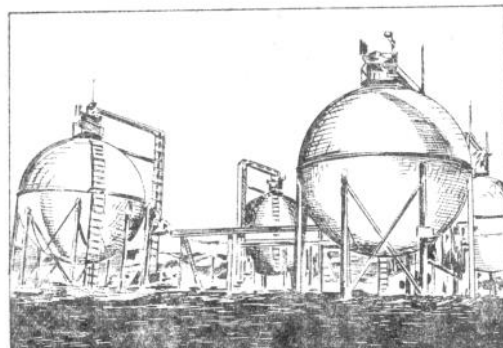
A 160–701 darabszámok között az öntés a legkisebb költségkihatású technológia. Ebben az esetben egynél kisebb a vizsgált arányszám. Az ódorban kovácsolás 701 db fölött éri el az öntés gazdaságosságát, majd mindinkább kisebb költségkihatású.

A kézi ívhegesztéssel készített alkatrészek 75 db alatt gazdaságosabbak, mint az öntött kivitelűek, vagy például 322 db alatt kisebb költségkihatásúak, mint az ódorban kovácsolt alkatrészek.

Az előzőekben között példához hasonlóan tetszőleges alkatrészyártásához elkészíthető a táblázatos vagy diagramos (esetleg mindkettő!) költségösszehasonlítása, amely alapján megválaszthatjuk a leg-



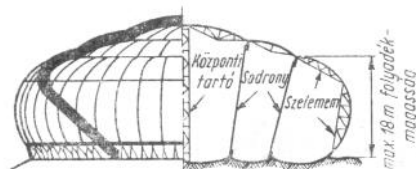
14.19. ábra. Hengerrestartályok



14.20. ábra. Gömbtartályok

kedvezőbb technológiát. A 14.16. ábrán bemutatott oszlopfő elkészítésének esetére a szegecselés és a hegesztés (esetleg öntés, vagy kovácsolás) összehasonlítását végezhetjük el.

Gyakori, hogy a gazdaságossági vizsgálatoknál a szilárdságtani és gyártási jellemzőket a szerkezet felhasználhatóságával szoros egységben kell vizsgálni. Például a hagyományos hengeres tartályokhoz (14.19. ábra) képest a korszerű gömbtartályok (14.20. ábra) alkalmazása 50%-os anyagmegtakarítást jelent. A költségek sem térnek el jelentősen a két technológia összehasonlításakor. A gömbtartályok gyártása azonban lényegesen körülményesebb, ez az oka hogy lassan terjed el a használata.



14.21. ábra. Csepptartályok

A csepptartályok (14.21. ábra) egyenszilárdságúak. A hengeres tartályhoz viszonyítva 30%-os anyagmegtakarítás érhető el. Feltöltött állapotban önálló szerkezetűek. Üresen tartószerkezettel kell megtámasztani a behorpadás ellen, ezért csak olyan esetekben célszerű alkalmazni, amikor folyamatos feltöltésű tartályként üzemelnek. A felhasználhatóságukat ez bizonyos mértékig korlátozza.

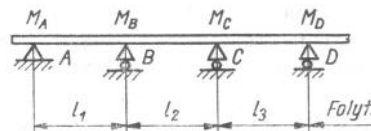
15. Clapeyron-egyenletek

Az előzőekben foglalkoztunk a műszaki gyakorlatban sűrűn előforduló — vagy erre az esetre visszavezethető — ún. kéttámaszú és befogott tartókkal. Előfordulhat azonban olyan eset is, hogy a kéttámaszú tartómodell nem felel meg a gépszerkezet valóságos kialakításának. Ilyen eset fordul elő egyes gépjármű sebességváltóművek bemenőtengelyének vizsgálatánál (három, sőt négy helyen vannak ágyazva), vagy például a felvonók nagy fontosságú elemének, a hajtótárcsa tengelyének szerkezeti kialakításánál (három helyen vannak ágyazva, lásd bővebben a 33. fejezetben). Ezekben az esetekben a kéttámaszú tartónál megismert egyszerű méretezési elvek és igénybevételi ábrák — az ún. hatásábrák — nem alkalmazhatók, mert csak nagy elhanyagolással adják vissza a valóságos kialakítás okozta terhelésmegoszlásokat, és igénybevételeket. Szükség van tehát a többtámaszú tartók (az előzőekben említett eseteknél az ágyazás adja a támaszok számát) igénybevételének meghatározására.

Az ún. *Clapeyron-egyenletek* három egymást követő megtámasztás helyén (keresztmetszetében) ébredő hajlítónyomatékok között állapít meg összefüggéseket. A 15.1. ábrán a tartó terhelése tetszőleges. Az egyes támaszoknál ébredő hajlítónyomatékokat M_A , M_B , M_C -vel stb., a támaszközöket l_1 , l_2 , l_3 -mal stb. jelöltük.

Az A-B-C szakaszra érvényes *Clapeyron-egyenlet*:

$$M_A l_1 + 2M_B(l_1 + l_2) + M_C l_2 = -\frac{6}{l_1} [M_k]_{b1} - \frac{6}{l_2} [M_k]_{j2}$$



15.1. ábra. Többtámaszú tartókialakítás

A B-C-D szakaszra vonatkozó:

$$M_B l_2 + 2M_C(l_2 + l_3) + M_D l_3 = -\frac{6}{l_2} [M_1]_{b_2} - \frac{6}{l_3} [M_k]_{j_3}.$$

Hasonló egyenletek írhatók fel minden további 3 egymást követő megtámasztásra is. Ha a többtámaszú tartó alátámasztásainak a száma n , akkor — az előzőek értelmében $(n-2)$ Clapeyron-egyenletet írhatunk fel. A hiányzó ismeretlen reakcióerők és nyomatékok meghatározását a $\sum F_i = 0$ és a $\sum M_i = 0$ statikai egyensúlyi egyenletek felírása teszi lehetővé (ferde hatásvonalú erők esetén még a $\sum F_{ix} = 0$ egyenlet is szükséges).

A Clapeyron-egyenletek bal oldala könnyen megjegyezhető: az első tag a bal oldali alátámasztás helyén ébredő hajlítónyomaték és a bal oldali nyílás szorzata;

— a második tag a középső alátámasztás helyén ébredő hajlítónyomaték kétszeresének a bal és jobb oldali nyílások összegével való szorzata;

— a harmadik tag a jobb oldali alátámasztás helyén ébredő hajlítónyomaték és a jobb oldali nyílás szorzata.

Az egyenletben jobb oldalon szereplő $(M_k)_{b_1}$, $(M_k)_{j_2}$, $(M_k)_{b_2}$ stb. kifejezések az egyes kéttámaszú szakaszok nyomatéki ábráinak nyomatékai az A , B , C stb. támaszpontokra.

Például: az $A-B-C$ szakaszra felírt egyenletben $(M_k)_{b_1}$ jelenti a bal oldali nyílást áthidaló és kéttámaszúnak tekintett rúd nyomatéki ábrájának nyomatékát a bal oldali — A jelű — támasztás függőlegesére.

$(M_k)_{j_2}$ jelenti a jobb oldali nyílást áthidaló és kéttámaszúnak tekintett rúd nyomatéki ábrájának nyomatékát a jobb oldali — C jelű — támasztás függőlegesére.

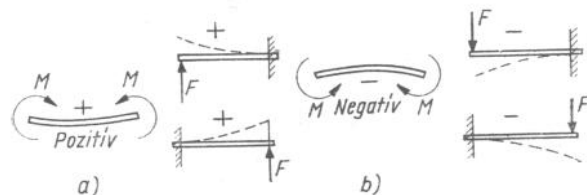
A gyakoribb terhelési esetekre a $\frac{6}{l} [M_k]$ kifejezések számára egyszerű képletek vezethetők le, ezeket a 15.1. táblázatba foglaltuk össze.

A Clapeyron-egyenletben a támaszponti nyomatékok előjeles mennyiségek. Az érvényes előjelszabályt a 15.2. ábra tünteti fel. Az ábra megadja az erőpár (M) nyomatékának és az F erő okozta hajlítónyomatéknak a pozitív és negatív értelmezését is. Több hatóerő esetén minden erőre meg kell határozni a hajlítónyomaték előjelét.

A támaszponti nyomatékok ismeretében megrajzolható a többtámaszú tartónyomaték, a reakcióerők ismeretében a nyíróerő (és esetleg a rúdirányú erő) ábrája.

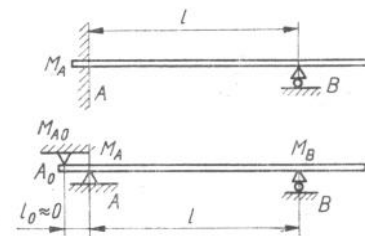
Többtámaszú tartó nyomatéki ábráját úgy szokás megrajzolni, hogy a tartót kéttámaszú szakaszokra bontjuk. Ezeknek a kéttámaszú

tartóknak megrajzoljuk a nyomatéki ábráit vízszintes záróoldallal, majd a Clapeyron-egyenletekkel meghatározott támaszponti nyomatékok értékeit — előjelre helyesen — felmérjük. A támaszponti nyomatékok metszékeit egyenesekkel összekötjük: ezek az egyenesek az eredő nyomatéki ábra záróoldalai. A többtámaszú tartó eredő nyomatéki ábrájának metszékeit a kéttámaszú tartók nyomatéki ábráiból és a támaszponti nyomatékok alapján meghatározott nyomatéki ábra metszékeiből a szuperpozíció alapján kapjuk.



15.2. ábra. Előjel szabály

a) + előjelű nyomatékértelelem; b) - előjelű nyomatékértelelem



15.3. ábra. Befogott tartó „átalakítása” többtámaszúvá

A nyíróerő ábra a reakcióerők és a terhelés ismeretében meghatározható.

A nyíróerőábra a legnagyobb hajlítónyomaték függőlegesében metszi a tengelyt: ahol a nyíróerőfüggvény zérus, ott a nyomatéki függvényeknek szélső értéke (maximum vagy minimum) van.

A Clapeyron-egyenlet befogott tartók esetén is alkalmazható. Ilyen esetben a befogást két egymástól $l_0 \approx 0$ távolságban alátámasztással helyettesítjük (15.3. ábra). Ezzel a befogott tartót többtámaszú tartóvá alakítottuk át, melyre a Clapeyron-egyenlet már felírható.

A Clapeyron-egyenletek alkalmazásához szükséges $(6/l) M_k$ megfelelő kifejezések meghatározása

Terhelési esetek (Nyomatéki ábra)		A nyomatéki ábra nyomatéka	
		a bal oldalra $\frac{6[M_{k,b}]}{L}$	a jobb oldalra $\frac{6[M_{k,l}]}{L}$
<p><i>Egyenletesen megoszló terhelés</i></p>		$\frac{6}{l} [M_{k,b}] = \frac{p l^3}{4}$	$\frac{6}{l} [M_{k,l}] = \frac{p l^3}{4}$
<p><i>Koncentrált erő</i></p>		$\frac{6}{l} [M_{k,b}] = \frac{F a}{l} (l^2 - a^2)$ <p>Ha $a = b = l/2$, akkor</p> $\frac{3}{8} F l^2 = \frac{6}{l} [M_{k,b}]$	$\frac{6}{l} [M_{k,l}] = \frac{F b}{l} (l^2 - b^2)$ <p>Ha $a = b = l/2$, akkor</p> $\frac{3}{8} F l^2 = \frac{6}{l} [M_{k,l}]$

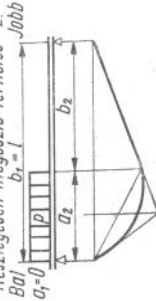
Részlegesen megoszló terhelés 1.



$$\frac{6[M_{k,l}]}{l} = \frac{p}{4l} (b_1^3 - b_2^3) [2l^2 - (b_1^2 + b_2^2)]$$

$$\frac{6[M_{k,b}]}{l} = \frac{p}{4l} (a_2^3 - a_1^3) [2l^2 - (a_2^2 + a_1^2)]$$

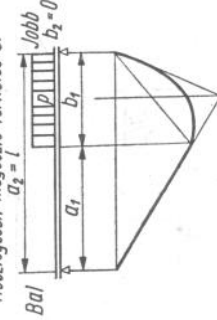
Részlegesen megoszló terhelés 2.



$$\frac{6[M_{k,l}]}{l} = \frac{p}{4l} (l^2 - b_2^2)^2$$

$$\frac{6[M_{k,b}]}{l} = \frac{p}{4l} a_2^2 (2l^2 - a_2^2)$$

Részlegesen megoszló terhelés 3.



$$\frac{6[M_{k,b}]}{l} = \frac{p}{4l} b_1^2 (2l^2 - b_1^2)$$

$$\frac{6[M_{k,l}]}{l} = \frac{p}{4l} (l^2 - a_1^2)^2$$

A 15.3. ábrán vázolt esetben (a terhelés tetszőleges lehet) a *Clapeyron*-egyenlet az A_0 - A - B szakaszra:

$$M_{A_0}l_0 + 2M_A(l_0 + l) + M_B l = -\frac{6}{l_0} [M_k]_{b_0} - \frac{6}{l} [M_k]_{j_1}.$$

Az $M_{A_0} \approx M_A$, mivel az átalakításnál $l_0 \approx 0$ közelítést alkalmaztunk és a befogónál reakciónyomaték ébred. Ezeket figyelembe véve az egyenlet végeredményben jelentősen leegyszerűsödik az eddigiekhez képest ($[M_k]_{b_0} = 0$):

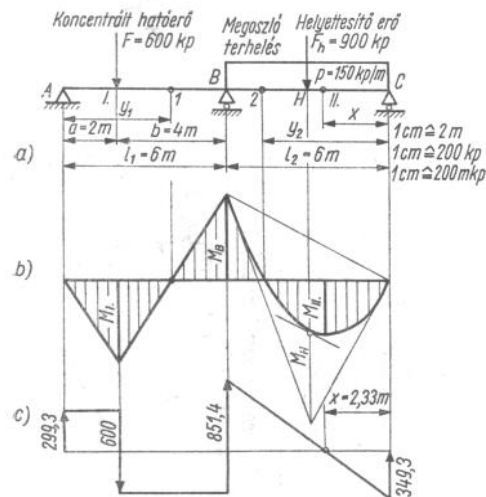
$$2M_A l + M_B l = -\frac{6}{l} [M_k]_{j_1},$$

ahol M_A a reakciónyomaték értéke a befogás helyén.

Gyakorlásképpen a 15.4. ábrán látható három támaszú tartó nyomatéki és nyíróerő ábráját — tehát a „nevezetes” nyomatékokat, a reakcióerőket — határozzuk meg.

Az előzők értelmében egy *Clapeyron*-egyenletet, (mivel $n = 3$, így az $n - 2 = 1$) írhatunk fel az egymást követő három támaszra:

$$M_A l_1 + 2M_B(l_1 + l_2) + M_C l_2 = -\frac{6}{l_1} [M_k]_{b_1} - \frac{6}{l_2} [M_k]_{j_2}.$$



15.4. ábra. Számpélda

A tartó a végein (A és C pontokban) van alátámasztva, befogást nem alkalmaztunk tehát: $M_C = 0$ és $M_A = 0$, az alátámasztásoknál csak reakcióerő ébred. Az egyenlet

$$2M_B(l_1 + l_2) = -\frac{6}{l_1} [M_k]_{b_1} - \frac{6}{l_2} [M_k]_{j_2}$$

alakúra egyszerűsödött.

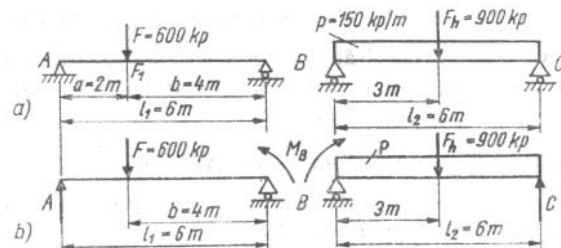
A 15.1. táblázatból kiválasztjuk a bal oldali alátámasztásra vonatkozó — a bal oldali nyílást áthidaló és kéttámaszúnak tekintett tartó nyomatéki ábrájának nyomatékát, $-\frac{6}{l} [M_k]_{b_1}$ megfelelő kifejezését, jelen esetünkben (15.1. táblázat 2. ábrája):

$$\frac{6}{l_1} [M_k]_{b_1} = \frac{Fa}{l_1} (l_1^2 - a^2),$$

ahol $l_1 = a + b = 6$ m. Az 15.5. ábra elősegíti a kéttámaszú tartókra bontás geometriai és terhelési eseteinek vizsgálatát.

A számértékeket behelyettesítve;

$$\frac{6}{l_1} [M_k]_{b_1} = \frac{600 \cdot 2}{6} (6^2 - 2^2) = 6400 \text{ m}^2 \cdot \text{kp}.$$



15.5. ábra. Kéttámaszú tartóra bontás értelmezése

A jobb oldali nyílást áthidaló és kéttámaszúnak tekintett tartó nyomatéki ábrájának nyomatéka a jobb oldali alátámasztásra a 15.1. táblázat alapján a 1. ábra figyelembevételével:

$$\frac{6}{l_2} [M_k]_{j_2} = \frac{pl_2^3}{4}.$$

A számértékeket behelyettesítve:

$$\frac{6}{l_2} [M_k]_{j_2} = \frac{150 \cdot 6^3}{4} = 8100 \text{ m}^2 \cdot \text{kp.}$$

A *Clapeyron*-egyenletbe előjelhelyesen írjuk be a számértékeket:

$$2M_B(6+6) = -6400 - 8100;$$

$$M_B = -604,2 \text{ m} \cdot \text{kp.}$$

Ezt a nyomatékot a bal oldalról az *A* reakcióerő és az *F* terhelőerő nyomatékainak eredője adja (15.5. ábra):

$$M_B = A6 - F4 \quad (\text{előjelhelyesen});$$

$$-604,2 = A6 - 600 \cdot 4;$$

$A = 299,3 \text{ kp}$ (\uparrow) tehát az *A* reakcióerő értelme felfelé mutat.

A jobb oldali erőhatások, *C* reakcióerő és *p* megoszlóterhelés nyomatékainak eredője szintén egyenlő kell, hogy legyen M_B -vel (15.5b ábra):

$$M_B = C6 - \frac{pl_2^2}{2} \quad (\text{előjelhelyesen});$$

$$-604,2 = C6 - \frac{150 \cdot 6^2}{2};$$

$C = 349,3 \text{ kp}$ (\uparrow), tehát a *C* reakcióerő értelme is felfelé mutat.

A függőleges erők egyensúlyából a középső támasztó reakcióerő meghatározható. Előjelhelyesen, balról jobb felé írva fel az erőket:

$$299,3 - 600 + B - 900 + 349,3 = 0;$$

$B = 851,4 \text{ kp}$ (\uparrow), és felfelé mutat a reakcióerő értelme.

A megszerkesztett nyíróerő ábra szerint (15.4c ábra) a veszélyes keresztmetszet F_1 , és *B* és F_2 pontokban lehet.

Az I. pontban a nyomaték:

$$M_I = A2 = 299,3 \cdot 2 = 598,6 \text{ m} \cdot \text{kp.}$$

A *B* pontban: $M_B = -604,2 \text{ m} \cdot \text{kp.}$

Az II. pont számítása a bal oldali, ill. jobb oldali erők egyensúlya alapján lehetséges ($\sum F_{i\text{bal}} = 0$):

$$C - px = 0; \quad x = \frac{C}{p} = \frac{349,3}{150} = 2,33 \text{ m.}$$

A nyomaték:

$$M_{II} = Cx - p \frac{x^2}{2} = 349,3 \cdot 2,33 - 150 \frac{2,33^2}{2};$$

$$M_{II} = 406,7 \text{ m} \cdot \text{kp.}$$

A legnagyobb — a mértékadó — nyomaték:

$$M_{H\text{max}} = M_B = -604,2 \text{ m} \cdot \text{kp.}$$

Meghatározhatjuk azoknak a pontoknak a helyét, ahol a nyomatékok eredője zérus értékű. Így például az 1 pontra (15.4a ábra):

$$Ay_1 - F(y_1 - 2) = 0;$$

$$y_1 = \frac{2F}{F - A} = \frac{2 \cdot 600}{600 - 299,3} = 3,99 \text{ m.}$$

A megosztóterhelésnél a 2. pontra (15.4a ábra):

$$Cy_2 - p \frac{y_2^2}{2} = 0,$$

$$\text{kiemeléssel: } y_2 \left(C - \frac{py_2}{2} \right) = 0.$$

Ezek szerint $y_2 = 0$ -nál és $y_2 = \frac{2C}{p}$ helyeken zérus a nyomatékok eredője. Behelyettesítve:

$$y_2 = \frac{2 \cdot 349,3}{150} = 4,66 \text{ m.}$$

A nyomatéki ábra meghatározására még az M_H nyomatékot is kiszámítjuk. Ezt a nyomatékot a megoszló erőrendszert helyettesítő F_H koncentrált erővel számolva kapjuk és nem vesszük figyelembe a valószínűségi (a megoszlóerőrendszert) terhelési viszonyokat. A megoszlóerő-rendszer alatti nyomatéki ábra szerkesztését, a parabola szerkesztést az M_H ismerete megkönnyíti (lásd 15.4b ábra szerkesztése). A *H* pontra célzerű jobbról felírni a nyomatékot.

$$M_H = C3 = 349,3 \cdot 3 = 1047,9 \text{ m} \cdot \text{kp.}$$

Az előzőekben számított értékek alapján a nyomatéki ábra szerkeszthető. Megjegyezzük, hogy bár léptékhelyes ábrákat rajzoltunk, a tetszőleges keresztmetszetek helyeire meghatározandó nyomatékot — a pontos érték miatt — számítani szoktuk.

16. Az alkatrészek korrózió hatásai és csökkentésének lehetőségei

A korrózió jelenségének értelmezésénél az alkatrészek üzemével összefüggő hatásokat emeljük ki. Ezek szerint: korrózióknak nevezzük az anyagoknak olyan vegyi és szerkezeti átalakulását (pl. szerkezeti méretek változása, felületi sérülés, kristályközi átalakulás stb.), amely környezeti hatásokra következik be, és megváltoztatja a szerkezeti anyagokból készült alkatrészek mechanikai tulajdonságait (pl. szilárdsági, kopási, különböző teherviselési, élettartami stb.).

A továbbiakban összefoglaljuk a gépészeti területen leggyakrabban előforduló korróziós hatásokat és a védekezés (csökkentés) lehetséges módszereit

Általános vagy egyenletes korrózió. Hatásmechanizmusa szerint lehet kémiai és elektrokémiai korrózió. A kémiai korrózió közvetlen vegyi folyamatok, oxidációs hatások vagy bonyolultan összetett kémiai folyamatsorok hatásaként jön létre. Az elektrokémiai korrózió a fémek felületén mindenütt előforduló mikro-anódok és mikro-katódok között kialakuló potenciálkülönbségek hatására jön létre.

Mivel minden fém szerkezete heterogén az elektrokémiai korrózió állandóan talál ilyen mikroszkopikus méretű elektródokat, amelyek között létrejövő elektrokémiai reakciók gyorsítják az anódok és lassítják (sőt időszakosan meg is szüntethetik) a katódok korrózióját, így az ilyen felületen egyenletesnek mutató általános korróziós „térkép” alakul ki.

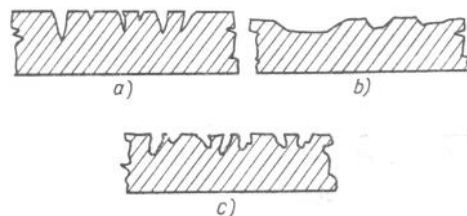
Mivel az általános korrózió okozza az ipar területén a legtöbb kárt, ezért tulajdonságait és hatását már olyan mértékben ismerik, hogy előre tervezik az alkatrészek várható általános korrózióját és így élettartamát pontosan meg lehet becsülni (pl. csővezetékek, tartályok esetében vagy a kifáradásra méretezések).

Az általános korróziót befolyásoló tényezők megváltoztatásával a korrózió mértékét rendkívüli módon lehet csökkenteni. (A környezet korróziós hatása ellen festéssel, belső korrozív hatások ellen bélelés,

bevonatok, inhibitor-adagolás, a szerkezeti anyag helyes megválasztása stb. lehet eredményes).

Az általános korrózió esetén az alkatrész fémfelületei egyenletesen vékonyodnak (pl. kazáncsőveknél) és a súlyvesztés időbeli alakulása is jól követhető.

A helyi korrózió szintén elektrokémiai jellegű, de csak lokalizált helyi anódokon okoz súlyvesztést. Pontkorrózió általában ott jön létre, ahol a felületen képződött védőréteg, hártya mechanikai vagy vegyi hatásra megszakad. Réskorrózió szintén hasonló módon keletkezik, de fő okozója a résekben pangó elektrolit és a környező fémrések



16.1. ábra. Helyi jellegű korróziókialakulások
a) lyukkorrózió; b) bemaródásos korrózió; c) szivacsos korrózió

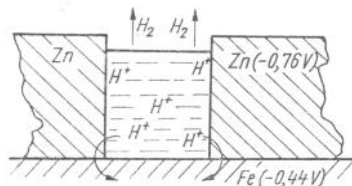
előtt lévő elektrolit töménységében mutató különbség. Az egyenletes korrózióhoz veszélyesebb, mivel nehezen mutatható ki, általában már csak az átlukadás hívja fel a figyelmet a károsodásra. Ide tartozik az ún. szivacsos korrózió, amelynek fő oka a lerakódásokban és a különböző összetételű fémrészek érintkezésében keresendő. A 16.1. ábra különböző helyi jellegű korróziókat mutat.

Feszültségi korróziós jelenségek. Okozója a gyártás és szerelés közben visszamaradó belső feszültségek, vagy külső terhelések feszítő hatásai és a vegyi és elektrokémiai jelenségek együttes fellépése. Alattomos korróziós hatás, felismerése igen nehéz, mivel a jellege annyira különböző és terjedési sebessége percektől — évekig terjedhet a tönkremenetelig. Legtöbbször helyes gyártási technológiával és megfelelő konstrukciós kialakítással (tehát a visszamaradó és a helyi jellegű feszültségek csökkentésével) elkerülhető.

Galvanikus korrózió. A jelenséget a 16.2. ábra mutatja. A vas alkatrész felületére cink van felvive, de mechanikai sérülés következtében elektroliton (pl. vizen) keresztül a két fém galvánelemként viselkedik

egymással, mivel a cink normálpotenciálja ($-0,76\text{ V}$) eltér a vasétól ($-0,44\text{ V}$). Ilyenkor az elektrokémiai potenciálsorban előrébb lévő (nemesebb) fém a másik korrózióját idézi elő. A fémek és ötvözetek potenciálsora a következő:

1. Magnézium, 2. Magnéziumötvözetek, 3. Cink, 4. Alumínium, 5. Kadmium, 6. Alumínium AlMg, 7. Acél vagy vas, 8. Krómacél (aktív)-KO 2. jelű nem rozsdásodó acél, 9. „Ni-Resist” öntöttvas, 10. 18–8-as króm-nikkel-acél (aktív) KO 36 jelű nem rozsdásodó acél, 11. 18–8–3-as króm-nikkel-molibdén-acél (aktív) KO 35. jelű nem rozsdásodó acél,



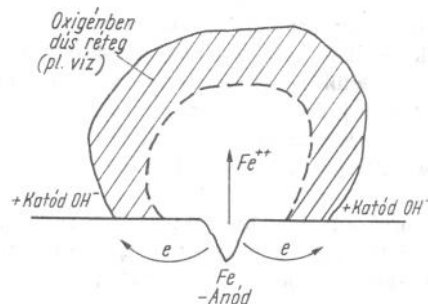
16.2. ábra. Galvanikus korrózió keletkezése

12. Ólom-ón forrasz, 13. Ólom, 14. Ón, 15. Nikkel (aktív), 16. „Inconel” nikkel-króm-ötvözet (aktív), 17. „Hastelloy C” ötvözet (aktív), 18. sárgaréz, 19. Réz, 20. Réz-nikkel-ötvözetek, 21. Monelfém (réz-nikkel-ötvözet) 22. Ezüstforrasz, 23. Nikkel (passzív), 24. „Inconel” nikkel-króm-ötvözet (passzív), 25. Krómacél (passzív)-KO 2. jelű nem rozsdásodó acél, 26. Titán, 27. 18–8-as króm-nikkel (passzív)-KO 36. jelű nem rozsdásodó acél, 28. 18–8–3-as króm-nikkel-molibdén-acél (passzív)-KO 35. jelű nem rozsdásodó acél, 29. „Hastelloy C” ötvözet (passzív), 30. Ezüst, 31. Grafit, 32. Arany, 33. Platina.

Ha a katódfelem felülete az anódhoz képest nagy, akkor az anódfém korróziója sokkal nagyobb, mint fordított esetben. Védekezés anódos vagy katódos korrózióvédelemmel, ill. bevonatokkal lehetséges (például boylerek esetén).

Hidrogén korrózió. Az atomos állapotban levő hidrogén diffúziója okozza. A keletkező atomos hidrogén igen nagy áthatoló képességű, és a mikroszkópikus méreteknél kisebb üregekben, folytonossági hiányokban átalakul molekuláris hidrogénné, miközben nyomása annyira megnő, hogy az acél alkatrész megreped vagy felülete fölhólyagosodik. Hidrogén nyomásálló acélok alkalmazásával, vagy amin-jellegű inhibitorok adagolásával küszöbölhető ki.

Oxigén fogyasztásos elektrokémiai korrózió. A jelenséget a 16.3. ábra mutatja. A fém felületére kerülő víz hatására a fém ionosan kezd el oldódni, az elektronok átmennek az oxigéndús katódos helyre. A korróziós folyamat lejátszódása közben a 16.4. ábrán látható reve réteg alakul ki a vason. A legjobb megelőzés a különböző felületvédelem alkalmazása.



16.3. ábra. Víz hatására bekövetkező korrózió

O_2	Oxigén	
Fe_2O_3	Hematit	30,6%
Fe_3O_4	Magnetit	27,6%
FeO	Rusztit	22,3%
Fe	Acél	

16.4. ábra. Vason képződő reve réteg szerkezete



16.5. ábra. Mikroszkópi felvétel kristályszerkezeti korrózióról

Kristályközi korrózió. A fémkristályok egymással érintkező határainak átalakulásában mutatkozik meg. A kristályfelületeken keletkező korrózió továbbterjedése azért következik be, mert a kristály belsejének anyagához képest anódosan viselkedik. A korrózió előrehaladásának a mértékét gyakran csak mikroszkópi vizsgálattal mutathatjuk ki (16.5. ábra). Legnagyobb mértékben az ausztenites saválló acélok hajlamosak kristályközi korrózióra a kristályhatárokon kiváló krómkarbidok hatására. Célszerű az alapanyagot niábbal vagy titánnal stabilizálni. Ezzel a korróziót okozó karbidok kiválását akadályozhatjuk meg.

Szelektív korrózió. Ötvözetekben jelentkező korrózió. A korrodeáló közeg az ötvözet egyik alkotó elemét támadja meg anélkül, hogy az alapfém látható térfogatcsökkenését okozná. Ilyenkor a szerkezeti anyag „leszivacsosodik” és szilárdsága nagymértékben csökken. Ilyen például az öntöttvas grafitkorróziója. Védekezésként az alapanyagba bevitt adalékanyagokat említjük meg.

Eróziós korrózió. Elsősorban áramló folyadékokban vagy gázban levő szilárd anyagok idézik elő. Ilyen például az iszapszivattyú vagy a porleválasztó berendezések. A felületsérülés nemcsak a szilárd anyag, hanem maga az áramló közeg sűrűsége következtében is létrejöhet (ütőközési korrózió). Ide soroljuk a kavitációs korrózió jelenségét is, megjegyezve, hogy ez a jelenség független az áramló közeg összetételétől.

Nagy hőmérsékletű korrózió. Általában közvetlen oxidációban jelentkező folyamat, de más jelenségek is felléphetnek, például redukáló környezetben 300 °C feletti hőmérsékleten a nikkelt hajlamossá válik szulfidkorrózióra.

Megemlítjük az ún. olvadásos kopás jelenségét, amely az érintkező felületek relatív elmozdulási sebességével van összefüggésben. A különböző érintkező pontokban olyan nagy hőmérsékletnövekedések következnek be, hogy helyi jellegű olvadási jelenség tud kialakulni, és ez gyorsan fokozódó kopást eredményez. Régebben nagy olvadáspontú oxidok és karbidok (pl. Al_2O_3 ; Cr_3C_2) alkalmazásával növelték a tengelyek és csapágycsapágyak felületének ellenállását. Mivel ezek rossz hővezetők, ezért ez nem teljes értékű megoldás. Az olvadásos kopás csökkentésének leghelyesebb módja a kapcsolódó elemek nagy olvadáspontú és „összhangba levő” jó hővezetőképességgel rendelkező anyagok felhasználása.

Biológiai korrózió. Okozója a mikroorganizmusok anyagcseréje. Jellegzetes példája az anaerob, szulfátredukáló baktériumok okozta korrózió. Legtöbbször a talajban fordul elő, védőbevonatokkal, festéssel védekezhetünk ellene.

A gépészeti területen a leggyakrabban előforduló korrózió az ún. illesztési vagy sűrűlódási korrózió. Ennek vizsgálatát részletesen tárgyaljuk.

Illesztési vagy sűrűlódási korrózió. A jelenségnél olyan felületpusztulási folyamat játszódik le, amely mechanikai és kémiai hatások miatt jön létre. Leggyakrabban azoknál a gépelemeknél figyelhető meg, amelyeket csavarokkal, ékekkel, csapszegekkel vagy különböző illesztéssel (saj-

toló, zsugorodó) kötnek össze. Gyakori a dugattyúcsapszegeken, a túlfedéssel létrehozott kerékagykötéseknél, a kúposcsatlakozásokon, valamint gördülőcsapágy gyűrűkön; a belső gyűrű és a csap, ill. a külső gyűrű- és a csapágház között. Összefoglalóan tehát olyan alkatrészeknél (elemeknél) alakul ki, amelyeknél eredendően nem számoltunk elmozdulással, csak a hiányos illeszkedés következményeként jelentkezett relatív elmozdulás vagy rezgés. Az ilyen mechanikai mozgást végző elemekkel, ha kenőanyaggal érintkeznek, akkor a kenőanyag szénhidrogénjei, az adalékkomponensek és a kenőanyag fáradási termékei lépnek vegyi kapcsolatba. Ha nincs kenőanyag, akkor a környezet, a levegő, az oxigén, a víz és különböző agresszív gázok (CO_2 , SO_2 , stb.) lépnek kémiai reakcióba az oszcilláló mikromozgást végző alkatrészekkel.

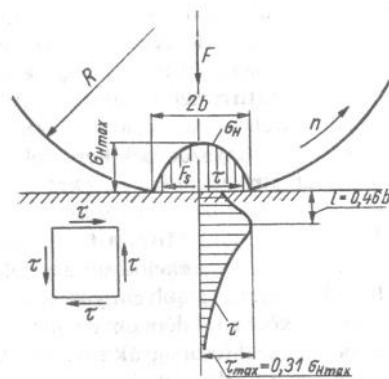
A sűrűlódásos korrózió hatása elkerülhető (csökkenthető) helyes felületi megmunkálással, az illesztések körületekintő előírásával és a megfelelő kenőanyag kiválasztásával (ha van!). Szükséges megemlíteni az időnkénti fáradt olaj lecserélésének fontosságát és a friss olaj betöltése előtt a hozzáférhető alkatrészek átmosását. Erre azért van szükség, mert a kopás következményeként apró fémrészek válnak le, a vegyi reakciók következményeként fémoxidok és egyéb szennyeződések kerülnek nemcsak az olajba, hanem a különböző alkatrészekre is és ezeket csak átmosással lehet eltávolítani.

A fémoxidok nagyon sok bajt okozhatnak. Mivel a fajtérfogatuk nagyobb mint a fémeké, ezért a felületek közé beékelődve nagy felületi nyomással terhelik az illesztett alkatrészeket. Legalább ennyire veszélyes, ha a keletkezett oxidok növekedésük közben kilépnek az illeszkedő felületek közül és keverednek a kenőanyaggal (csapágyak kivérése).

A sűrűlódásos korrózió akkor is bekövetkezhet, ha a gép áll, és „csak” a környezetében van rezgékeltő hatás. Ilyen hatást tapasztalunk a járműveken szállított áruknál, vagy pl. forgalmas utcában hosszabb ideig leállított új gépkocsi gördülőcsapágyain. Ez arra figyelmeztet, hogy a szállítás és a tárolás közvetetten — de határozottan — befolyásolja a gép, a szerkezet későbbi üzemét és élettartamát.

A sűrűlódási korrózió megjelenése nagyon gyakori azokon az egy-egy módon elmozduló felületeken, amelyeknek mozgása helyi gördülés és csúszás következtében jön létre. Erre példa a gördülőelemek átgördülése a gyűrűk, tárcsák felületein, a szelepelemek érintkezése a bütyköstengellyel, ill. a szelephimbával, és ilyen a fogaskerekek kapcsolódásánál létrejövő relatív csúszás. Ezeknek a jelenségeknek felületkárosító hatását szokás felületkifáradásos kopásnak is nevezni. Lényege a jelenségnek, hogy az átgördülés, a gördülés és csúszás egyidejű fellépése során a felületek alatti anyagelemeket két egymással ellentétes irányú egyenlő

nagyságú nyírófeszültség terheli és ismétlődően fárasztja. Az ilyen terhelések feszültségállapotára az jellemző, hogy az érintkezési övezet pontjaiban meghatározható Hertz-feszültségek mellett a felület alatti párhuzamos síkokban τ feszültségek ébrednek, továbbá a τ feszültségek dualitása miatt az erre merőleges síkokban is fellépnek ezek a nyírófeszültségek (16.6. ábra). Ezek ismétlődése okozza a felületek károsodását, fokozva a hatást a kenőanyagok kémiai reakciója és a hidradinamikai kenőfilmben kialakuló nagy helyi nyomása. Az alkatrészek ilyen jellegű tönkremenetele nagymértékben függ az alkalmazott szerkezeti anyag minőségétől, hőkezelésétől, gyártási módjától. Jelentős befolyása van csapágyaknál a hézagnak, általában pedig a felületi megmunkálásnak.

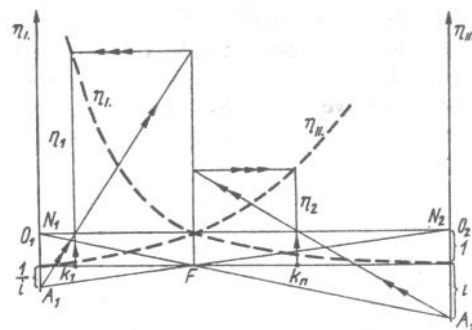


16.6. ábra. Lundberg–Beljajev-féle kísérletek eredményei a felületek alatti feszültségállapotról

Megemlíttjük hogy a fogaskerekeknél a tervezői megfontolások mennyire jelentősek. Az evolvens profilok kapcsolódásakor csak a főponton van tiszta gördülés, a többi kapcsolódási helyeken kismérvű elcsúszás lép fel. A 16.7. ábrán a hajtásban szereplő kerekre vonatkoztatva adtuk meg az ún. relatív csúszás változását (η_{11} és η_{12}) a kapcsolóvonal mentén (k_1 és k_n zárja a kapcsolóvonalat). Szokásos A -val és E -vel jelölni a kapcsolóvonal kezdő és végpontját. Természetes — ez a hajtás jellegéből fakad —, hogy a relatív csúszás a különböző érintkezési helyek súrlódási útjainak változásával is kifejezhető.

Ezek az elmozdulások (csúszások) terhelési állapotban következnek be és a fogprofilokon levő hibák (alapkörtérítés, a fogak hordozó

felületének eltérései, felületi érdesség mértéke stb.), valamint a külső szennyeződések (a fogoldalokról leváló fémrészek vagy kemény fémoxidok), és a kenéstechnikai korrózió együttesen felületkárosodást okoznak. Mivel a relatív csúszást megszüntetni nem lehet, ezért arra kell törekedni, hogy a kapcsolódás kezdetén (k_1) és a végén (k_n) ún. relatív csúszáskiegyenlítést tudjunk elvégezni ($\eta_1 = \eta_{k_n}$).



16.7. ábra. A fogprofilok egymáson való elmozdulásokor meghatározható relatív csúszásgörbék

Megjegyezzük, hogy a relatív csúszáskiegyenlítéssel — Botka bizonyítása szerint — egyben hőmérséklet kiegyenlítést is végeztünk és így kedvezőbb körülmények között üzemelhetnek a fogaskerekek.

Összefoglalva a fogaskereknél alkalmazható, a súrlódásos korróziót csökkentő lehetőségeket:

- relatív csúszás kiegyenlítésre kell törekedni;
- a fogazat készítésénél hibátlan profilokat kell előállítani;
- finom megmunkálású kerekeket kell előállítani;
- a kenőanyagot (adalékanyagot) körültekintően kell megválasztani;
- a fogaskerékhajtásoknál a rezgéseket minimálisra kell csökkenteni (pl. a fogaskoszorún és a keréktest közé helyezett csillapító anyaggal, vagy a hajtásba behelyezett műanyag fogaskerékkel).

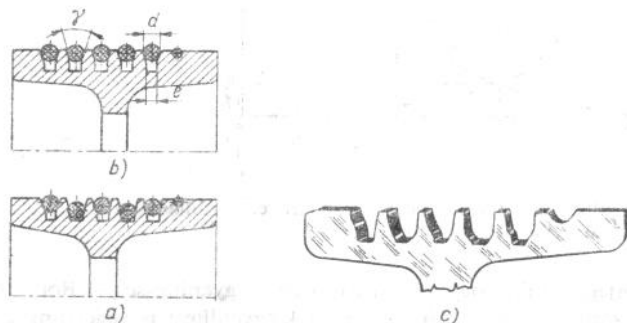
A 16.8. ábrán felvonóhajtótárcsa egyenlőtlen horonykopásait mutatjuk be. A jellegzetes súrlódási korróziós felületkárosodás jelentősen befolyásolja a kötelek üzemét.

A 16.9. ábra különböző horonyszögek (γ) és különböző relatív befekvések eseteire adja meg a várható súrlódási (tapadási) tényezőket.

A megadott értékek normális üzemre (egyenletes horonykopásra, megfelelő keménységű anyagok alkalmazása esetére) vonatkoznak.

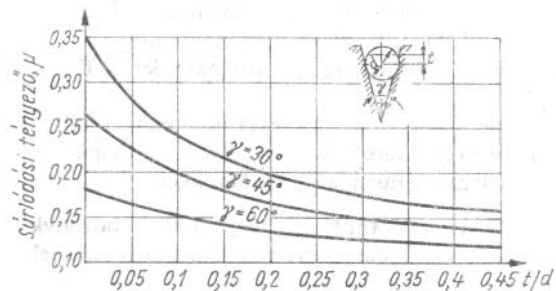
Az 16.8a és c ábrák jól érzékeltetik a horony jellemzőinek a γ horonyzögnek és a $\frac{t}{d}$ relatív befekvésnek megváltozását. Ezek a változások a kötelek tapadását, a súrlódási viszonyokat, a teherviselés megoszlását döntően befolyásolják. Az egyenlőtlen horonykopást meg lehet előzni, megfelelő keménységű tárcsa anyagfelhasználásával, a megmunkálás előírások pontos betartásával, és a szerelési és szabályozási tevékenységek minőségi elvégzésével.

Összefoglalva a korrózió elleni védekezés lehetőségeit:



16.8. ábra. Hajtótárcsa horonykopások

a) az egyenlőtlen kopás esetén kialakuló kötél befekvések; b) az egyenletes koronykopásnál a kötelek teherviselésénél nincs eltérés; c) egyenlőtlenül kopott hajtótárcsa szelvény



16.9. ábra. A horony geometriai méretei meghatározzák a tapadási tényező értékét

A védekezés lehet passzív és aktív. Passzív a védekezés akkor, ha korróziós hatást tudomásul vesszük és előre megbecsljük, hogy az adott alkatrész tervezett élettartama során ez milyen hatással van. Erre látunk példát a csövezetékek tervezésénél a falvastagság megnövelésének módszerét, vagy a kifáradási jelenségek vizsgálatánál (13.18. ábra alapján), a b_2 tényező figyelembevételénél.

Az aktív védekezésnek nagyon sok lehetősége van, ezek közül a legjellemzőbbeket emeljük ki:

– Gyakran előfordul, hogy a tárolt anyagok vagy éppen a kenőanyagok szennyeződései okoznak korróziót. Célszerű ezeket eltávolítani. Példaképpen a gáztárolás esetét említjük meg, amikor a nedvesség előzetes kicsapattása (leválasztása) több évvel megnövelheti a tartály élettartamát.

– A hőmérséklet növekedése során a korróziós hatások folyamata meggyorsul, ezért a túlmelegedés elleni védelem sokszor korrózió védelmet is jelent.

– A szerkezeti anyagok megválasztása a szilárdsági és alakváltozási követelmények kielégítése mellett a korrózióvédelem szempontjából is lényeges. Erre látunk példát a 16.1. táblázat összeállításában.

– Kerülni kell a sok réssel, sarokkal rendelkező kialakítást, mert ezek réskorrózió és galvanikus korrózió fészkei lehetnek.

– Feszültségi korrózióra hajlamos szerkezeti anyagoknál feszültségmentesítő hőkezelést kell előírni. Ezzel szorosan összefügg – és az eddigiekkel is összhangban van –, hogy kerülni kell a hirtelen keresztmetszetváltozásokat.

– A hegesztési varratok gyökoldalát lehetőleg ki kell faragni és gyökvarratot kell készíteni a helyi korrózió elkerülése érdekében.

– Kerülni kell – vagy alapos ismeretek után kell megállapítani – a különböző anyagú fémrészek érintkezését.

– Olyan konstrukciót kell tervezni, hogy az alkatrészek megfelelő vizsgálata elvégezhető, és a károsodás korai szakaszban felismerhető legyen.

– A korrózióknak kitett szerkezeti elemeket különböző bevonatokkal lássuk el. Ilyenek a zománcozás, a lakk, az almozás, az ónozás, a kromátozás, a foszfátózás, a plattírozás (korrózióálló rétegnek az alapfémre való felhengerlése), a műanyag és keménygumi bevonatok készítése, és más hasonló felületvédő eljárás.

A téma zárásaként bemutatunk egy olyan hegesztési eljárást, amelynek alkalmazása a különböző igények kielégítése mellett a korróziós hatásokat is hatékonyan csökkenti.

Néhány gyakrabban tárolt anyaghoz alkalmas szerkezeti anyag

Tárolt közeg	Tartályok anyaga	Csatlakozó esővezetékek anyaga	Szerelvények, szivattyúk anyaga	
Savak és szerves jellegetű vegyületek	Ecetsav	Al 99,5–99,9; Cu 99,4–99,9; Zománcozott acél; Tölgyfa (jégecet tárolására); KO 37; Kőagyag	ua. mint a tartálynál; ezen kívül: Aö 17 Si; Monel fém; Albz 5–9; Keménygumi	Albz-ö 10; Keménygumi; Aö 17 Si; Monel fém; Bzö 12; Kőagyag
	Fenol	Zománcozott acél; Üveg	Ezüst; Ön; KO 33, 35, 36; Silumin,	Aö KOR 173; Silumin; Aö 17 Si
	Kénsav, híg	Pb 99,9; Zománcozott acél; Kőagyag; Igurit; Homogén ölmozott acéllemez	Pb 99,9; Zománcozott acél; Kőagyag; Igurit; Aö 17 Si	Albz-ö 10; Aö 17 Si; Keményölozm; Kőagyag; Igurit
	Foszforsav	Gumibélésű acél Kőagyag, KO 33, 35, 36	Pb 99,9; Keménygumi; Gumibélésű acél; Kőagyag; Ömlesztett kvarc	Aö KOR 172–173; Keménygumi; Kőagyag

Savak és savas jellegetű vegyületek

Sósav, tömény	Acél saválló falazattal; Acél keménygumi béléssel; Hastelloy B; Havag; Kőagyag	Keménygumi; Hastelloy B; Chlorimet 2–3; Tantál Havag; Kőagyag; Üveg; Igurit; Ömlesztett kvarc	Kőagyag; Igurit; Chlorimet 2–3
Sósav, gáz		Kőagyag; Ömlesztett kvarc; Üveg; Tantál; Igurit; Hastelloy B	Kőagyag; Chlorimet 2–3
Zsírsavak	Al 99,5–99,9; Cn 99,4–99,9; KO 33, 35, 36	Al 99,5–99,9; Albz 5–9; Cu 99,4–99,9; Monel fém; KO 33, 35, 36	Albz-ö 10; Aö 15 Si; Monel fém; Aö KOR 173; Kőagyag
Ammónia, száraz gáz	Ötvözetlen acél	Ötvözetlen acél	Ötvözetlen acél; (Monel fém); Öv
Ammónia, nedves gáz	Ötvözetlen acél; KO 33, 35, 36;	Ötvözetlen acél; KO 33, 35, 36; PB 99,9; Öv	Öv; Ötvözetlen acél; Aö KOR 172–173 (Monel fém)

Lúgok

Tárolt közeg	Tartályok anyaga	Csatlakozó csővezetékek anyaga	Szerelvények, szivattyúk anyaga
Lügek	Ammónium-nitrát	KO 33, 35, 36; Al 99,5–99,7; Acél gumibéléssel	Öv; Aö KOR 172–173; Acél gumibéléssel
	Ammónium-szulfát	Ötvözetlen acél; KO 36; Homogén ölmozott acél	Ötvözetlen acél; Öv Homogén ölmozott acél; KO 36; Bzö 12.
Sók	Cink-klorid	Kőgyag; Acél ölmobéléssel; Acél gumibéléssel	Mangánbronz; Kőgyag Keménycsöm (hideg oldat) Keménycsöm
	Cink-szulfát	Acél gumibéléssel; Acél ölmobéléssel	Alb-ötv Acél ölmobéléssel Acél gumibéléssel
	Nátrium-klorid	Zománczott acél; Fenyőfa	Öv; Cu 99,4–99,9; Monel fém; Bzö 12

Sók	Nátrium-szulfát	Ólom; Ötvözetlen acél	Bzö 12 Aö KOR 172
	Réz-szulfát	Acél gumibéléssel Zománczott acél Homogén ölmozott acél	Bzö 12 Alb-ö 10 Aö 17 Si
Gázok	Vas-szulfát	Acél gumibéléssel	Keménycsöm Acél gumibéléssel
	Acetilén	Ötvözetlen acél; Réz alkalmazása tilos!	Ötvözetlen acél Réz alkalmazása tilos!
	Etilén	Ötvözetlen acél	Ötvözetlen acél
	Földgáz	Ötvözetlen acél	Ötvözetlen acél, Aö Öntöttvas alkalmazása tilos!
	Generátor gáz	Ötvözetlen acél	Ötvözetlen acél
	Hidrogén	Ötvözetlen acél (250 °C-ig, kis nyomáson); HCM 1, 2, 3; HCMV 1, 2, 3	HCM 3,4; HCM 2, 3; MSZ 2295–69

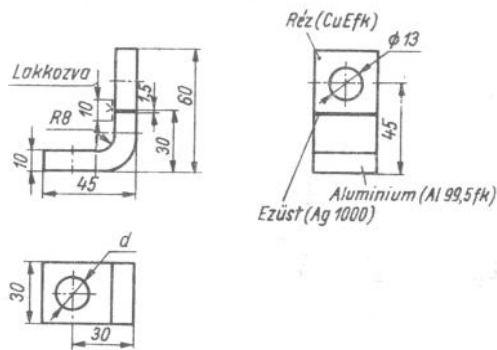
16.1. táblázat folytatása

Tárolt közeg	Tartályok anyaga	A csatlakozó csővezetékek anyaga	A szerelvények, szivattyúk anyaga
Aceton	Öv; Ni; KO 33, 35, 36; Aö. 15 Si. Al 99,5-99,9; Monel fém; Üveg; Zománcozott acél	ua. mint a tartálynál	ua. mint a tartálynál; Aö KOR 172-173
Acet-aldehid	Ötvözetlen acél; Öv	ua. mint a tartály	ua. mint a tartály
Anilin	Ötvözetlen acél; Öv; KO 36; Monel fém	ua. mint a tartály	ua. mint a tartály; Aö KOR 173
Benzol, toluol, xilol	Ötvözetlen acél; Öv;	ua. mint a tartály	ua. mint a tartály
Butil-alkohol	Ötvözetlen acél; Öv Cu 99,4-99,9; Al 99,5-99,7	ua. mint a tartály	ua. mint a tartály

Egyéb szerves anyagok

Étilalkohol metanol	Cu 99,4-99,9; Tölgyfa; Ötvözetlen acél	Cu 99,4-99,9; Monel fém; Inconel; KO 33, 35, 36	Bzö 12; Aö KOR 172-173;
Formaldehid	Al 99,5-99,7; Cu 99,4-99,9; Ötvözetlen acél; Üveg; Fa	Ötvözetlen acél	Bzö 12; Ötvözetlen acél; Üveg; Fa
Klór-benzol	Öv; Ötvözetlen acél	ua. mint a tartály	ua. mint a tartály
Kőolajpárlatok	Ötvözetlen acél	ua. mint a tartály	Öv (nehéz párlat) ua. mint a tartály

Egyéb szerves anyagok



16.10. ábra. Különböző fémekből készült síncsatlakozó

A villamos iparban nagyon sok esetben szükség van réz és alumínium alkatrészek összekötésére. A két fém kapcsolódásának (leggyakrabban csavaros kötést alkalmaztak) a helyén gyakori a korróziós, a túlmelegedési (a nagy átmeneti ellenállás miatt), és az ezekkel járó lazulási jelenségek. Az ún. impalla hegesztés diffúziós kötést biztosít az összekötött alkatrészek között és ezzel megszünteti a felületkárosodási hatásokat.

A lényege, hogy a réz és az alumínium összekötésére színezüst közbeiktatásával, hegesztéssel készít kötést. A 1,5...3 mm vastagságú kiegyengetett síkfelületű ezüst lapkát először a megcsiszolt és zsirtalanított réz alkatrészeire hegesztjük. Az alkalmazott hegesztő transzformátor 2...3 V, és 4000...5000 A/cm² áramsűrűséget biztosít. Az áramkör zárásával egyidőben az ezüst lapkát a rézestre nyomjuk, és a hirtelen áramlökés következtében a nagy hőmérsékleten megolvadt ezüstlap ráheged a rézalkatrészre. Az így platírozott rézalkatrésznek az alumíniummal való kötése közben hasonlóan járunk el. A jól sikerült hegesztés esetén az alumínium, az ezüst és a réz között diffúziós kapcsolat jön létre. A hegesztés során felhasznált ezüst lapka vastagsága 0,5 mm alá nem csökkenthető. A kötés húzószilárdságának meghatározásával vizsgáljuk a mechanikai jellemzőket. Feltétel, hogy a szakító szilárdságnak legalább az alkalmazott alumíniuméval kell megegyeznie.

A tapasztalatok szerint az így létrehozott kötés mechanikailag tökéletes, villamos vezetési szempontból nagyon jó (az átmeneti ellenállás 0,1-e a csavarkötéses esethez viszonyítva). Szokásos még külső korrózióvédelem miatt a hegesztés mentén 5–5 mm szélességben beégető lakkal bevonni az összehegedt alkatrészt, és azt 150...160 °C-on két órán át hőtartva beégetni. A 16.10. ábra egy kábel síncsatlakozót, az alkalmazott anyagokat és a méreteket mutatja be.

17. Méretezés határterhelésre

A határterhelésre méretezésnél külön választjuk az állandó és változó keresztmetszetű alkatrészek vizsgálatát.

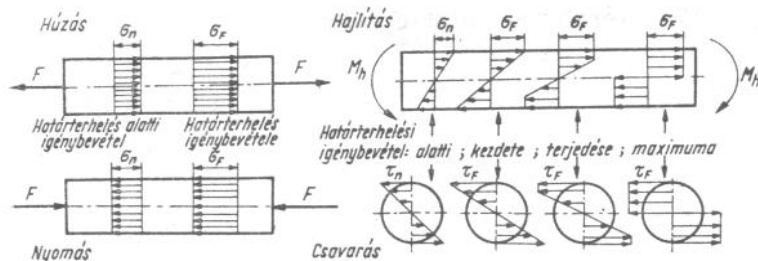
Állandó keresztmetszetű alkatrészek méretezése határterhelésre. A gépeinkben szereplő alkatrészek és elemek egy részénél elkerülhetetlen — vagy szükségszerűen számításba kell vennünk —, hogy igénybevételük elérheti a határfeszültséget okozó terhelést. Ilyen eset fordulhat elő például rácsos szerkezetek húzott rúdjaiknak terhelésekor (nyomott rudaknál nem engedhető meg! —, mivel a kihajlás veszélye miatt eleve nagyobb az előírt biztonság!), vagy pl. a 9.14. ábrán közölt szegecskötés egyes szegecseinek terhelésekor. Ezeknek a terhelési eseteknek —, mint határterheléseknek — a vizsgálata állandó keresztmetszetű alkatrészt, és anyag-homogenitást feltételez.

Szívós anyagok esetén: húzó- és nyomóterheléseknél a biztonsági tényező értéke megegyezik a

$$n = \frac{\sigma_F}{\sigma_{névl}}$$

kifejezéssel, ahol σ_F a folyáshatár, és $\sigma_{névl}$ a terhelésből és az alkatrész geometriájából számítható névleges feszültség. Ezeknél az igénybevételeknél a határfeszültség — a folyáshatár — egyszerre ébred az alkatrész egész keresztmetszetében (17.1. ábra).

Hajlításnál és csavarásnál más a helyzet (17.1. ábra). Ezeknél az igénybevételeknél a keresztmetszet szélső szálaiban ébred először határfeszültség (itt éri el a folyáshatár értékét), és ha a terhelés tovább nő, úgy az egész keresztmetszetben uralkodó lesz a folyáshatár feszültség-értéke. Ezekben az esetekben az alkatrész teljes keresztmetszetében bekövetkezett folyást okozó terhelést (nyomatékot) és a határterhelés kezdetén (csak a szélső szálban van a folyás) meghatározható nyomatékot viszonyítjuk egymáshoz.

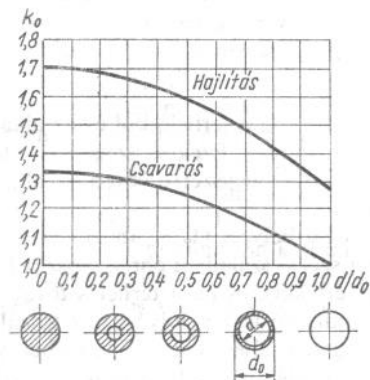


17.1. ábra. Határfeszültség értelmezése

Ennek a két nyomatéknak a hányadosát k_0 -al jelöljük és folyáshatárszorzónak (határigénybevétel szorzónak) nevezzük. A leggyakrabban alkalmazott kör és körgyűrű keresztmetszetű alkatrészek (tengelyek és csőötelemek) esetén a 17.2. ábra megadja k_0 értékeit hajlításra és csavarásra, különböző $\frac{d}{d_0}$ viszonyszámok szerint. Tetszőleges keresztmetszet esetén a k_0 tényezőt az előzőekben értelmezett összefüggéssel határozhatjuk meg.

Hajlítás esetén a biztonsági tényező:

$$n = \frac{k_0 \sigma_{Fh}}{\sigma_{névl}}$$



17.2. ábra. Határigénybevétel szorzó meghatározása

Megjegyezzük, hogy a $k_0 \sigma_F$ szorzat nem lehet nagyobb σ_B értéknél. Ha ezt az értéket meghaladná, úgy a σ_B értéket kell használni a számításokban.

Kör- és körgyűrű keresztmetszetű alkatrészek esetén — ha az igénybevétel csavarás — az $n = \frac{k_0 \tau_F}{\tau_{névl}}$ összefüggés adja a biztonsági tényező értékét. A hajlításnál közölt megjegyzésünk erre az esetre is érvényes (alkalmazási határ $k_0 \tau_F \cong \tau_B$).

Összetett igénybevétel esetén a biztonsági tényező értékét a Mohr-feszültségelmélet alapján:

$$n = \frac{\sigma_F}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{névl}}{k_0}\right)^2 + 4\left(\frac{\tau_{névl}}{k_0}\right)^2}};$$

és a munkaelmélet alapján:

$$n = \frac{\sigma_F}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{névl}}{k_0}\right)^2 + 3\left(\frac{\tau_{névl}}{k_0}\right)^2}}$$

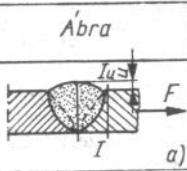


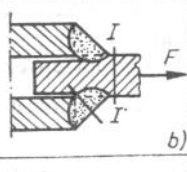
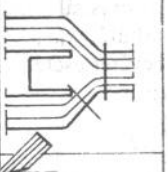
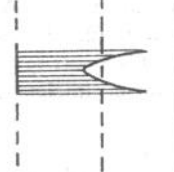
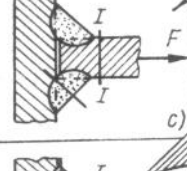
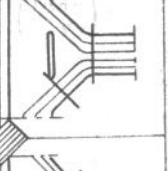
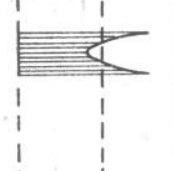
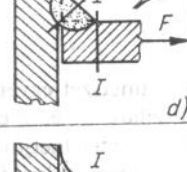
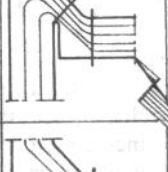
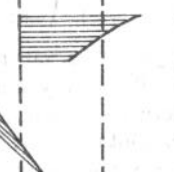
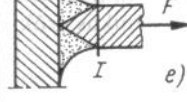


kifejezések adják meg.

Rideg anyagok esetén, ha a keresztmetszet egyetlen szálában eléri a terhelés okozta feszültség a szakító szilárdság értékét, akkor az alkatrész tönkre megy. Természetesen ezt nem engedhetjük meg, ezért a biztonsági tényező megállapításakor körültekintően kell figyelembe venni a különböző hatásokat (hőmérséklet, dinamikus erők stb.). A biztonsági tényező kifejezése:

$$n = \frac{\sigma_B}{\sigma_{névl}}, \text{ ahol } n \cong n_{meg}.$$

Változó keresztmetszetű alkatrészek méretezése határterhelésre. A keresztmetszetváltozások helyén a feszültség nem egyezik meg az elemi szilárdságtan képleteivel számított értékkel, hanem annál lényegesen nagyobb. A 17.3. ábrán különböző varratípusokat mutatunk be. A kialakuló feszültségviszonyokat jól érzékelhetjük (a szaggatott vonal a névleges feszültségre jellemző).

A keresztmetszet változásának helyén a feszültségeloszlást ábrázoló görbe jelentősen kiemelkedő csúcsokat, maximumokat mutat. Ezeket a gyakorlatban feszültségkoncentrációnak nevezzük és a keresztmetszetelek hirtelen változását feszültséggyűjtőhelyként ismerjük.

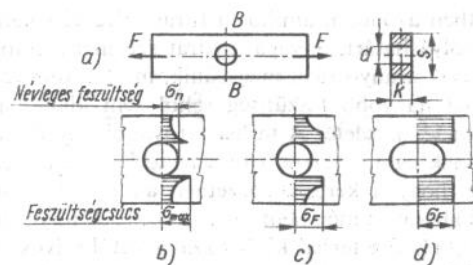
Varrat típus	Ábra	A feszültség-vonalak ábrája	A terhelés okozta feszültség ábra
V-varrat			
Átlapolásos sarokvarrat			
Kettős sarokvarrat			
Sarokvarrat			
K-varrat			

17.3. ábra. Különböző varratkialakítások feszültségviszonyai.

Rugalmas anyagoknál és nyugvó terhelésnél a feszültségcsúcsoknak nincsen különösebb jelentősége, mert az anyag folyása a feszültségcsúcsokat kiegyenlíti. A 17.4. ábrán látható húzott rudat egy furattal gyengítettük meg. A rúd leggyengébb keresztmetszete nyilván a furaton átmenő BB ún. hasznos keresztmetszet lesz.

Ha az alkatrész terhelését a szilárdságtannak a húzásra értelmezett képletével számoljuk, akkor az abban keletkező egyenletes feszültség:

$$\sigma_{\text{névl}} = \frac{F}{A_h}, \quad \text{ahol} \quad A_h = (s-d)k,$$



17.4. ábra. Furattal gyengített lemez határterhelése

a) szerkezeti kialakítás; b) feszültségábra, $\alpha = \frac{\sigma_{\text{max}}}{\sigma_{\text{névl}}}$;

c) a keresztmetszet egy részében σ_p ébred; d) az egész keresztmetszetben σ_p ébred, a szerkezeti rész megfolyik

ahol A_h a hasznos keresztmetszet. A rúdban azonban a feszültség, amint látjuk nem egyenletesen oszlik meg, hanem a furat mellett ennél lényegesen nagyobb σ_{max} feszültségcsúcs keletkezik.

Az elméleti rugalmasságtan összefüggése szerint a furat mellett keletkező feszültségcsúcs

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{3}{1 + \frac{d}{s}} \frac{F}{A_h}$$

értékű.

Ilyen körülmények között az elemi szilárdságtan képletével számított feszültséget — mint ahogy azt már említettük — névleges feszültségnek nevezzük (az ábrán σ_n). A $\frac{\sigma_{\text{max}}}{\sigma_{\text{névl}}}$ hányadost α_k -val jelöljük és alaktényezőnek nevezzük. Ennek értéke az alkatrész szerkezeti kialakításától függ (lásd részletesen a 13. fejezetben és az ott közölt diagramokban). Az előző példánál:

$$\alpha_k = \frac{3}{1 + \frac{d}{s}}$$

A különböző igénybevételekre vonatkozó diagramok, természetesen a változókeresztmetszet (a geometria) jellemzőivel vannak meghatározva. A feszültségek alakulása minden esetben hasonló, mint azt a 17.4. ábra példájánál látjuk (így például a 17.5. ábra esetén is).

Ezért kísérjük figyelemmel a feszültségek alakulását a terhelőerő növelése esetén. Kezdetben a feszültségek arányosan növekednek a ter-

heléssel. Abban az esetben azonban, amikor a furat szélénél keletkező feszültségcsúc eléri a folyáshatárt, anyaga a furat szélénél megfolyik. Ettől kezdve a feszültségek arányossága megszűnik, mert a keresztmetszetben a folyáshatárnál nagyobb feszültség sehol sem alakulhat ki (b ábra). Ez a határterhelés kezdete. A terhelés további növelésével a folyás a keresztmetszetnek egyre nagyobb részére terjed ki. Ebben az esetben annak ellenére, hogy a keresztmetszetben az anyag bizonyos helyeken megfolyik, az alkatrész még nem ment tönkre. A folyás a keresztmetszetnek csak egy részére terjed ki, így szakadástól szívós anyagoknál nem kell tartani (c ábra).

A tönkremenetele akkor kezdődik, amikor a feszültség a teljes keresztmetszetben eléri a folyáshatárt. Ekkor a teljes keresztmetszetben megindul a folyás és számottevő nyúlást szenved, amelynek következtében a furat eredeti kör alakja oválissá torzul, és az alkatrész használhatatlanná válik (d ábra).

A vizsgálat határterhelési esetben végeredményben a tönkremenést, a teljes keresztmetszetben egyenletesen megoszló σ_F , vagyis a folyáshatárral egyenlő nagyságú feszültség okozta. Így az alkatrész tönkremenése nem különbözött az állandó keresztmetszetű rudak tönkremenésétől, mert a keresztmetszet változásának helyén keletkezett feszültségcsúcsot a szívós anyag folyási képessége kiegyenlítette.

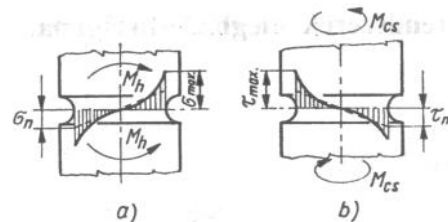
Mivel az alkatrész a folyáshatár elérésekor ment tönkre, így σ_F értékével és a névleges feszültség ($\sigma_{névl}$) segítségével számíthatjuk a biztonsági tényezőt:

$$n = \frac{\sigma_F}{\sigma_{névl}}$$

A szívós anyagú nyugvóterhelésű változókeresztmetszetű alkatrészt ugyanúgy méretezhetjük húzásra, és nyomásra, mintha állandó keresztmetszetű lenne, a szerkezeti kialakítás nem befolyásolja a biztonsági tényező számítását.

Általánosságban is megállapíthatjuk: akkor ha szívós anyagot alkalmazunk és a terhelés állandó vagy egyenletesen növekvő, úgy az alkatrész szerkezeti kialakításának befolyását — az α_k alaktényezőt — a méretezés során nem vesszük figyelembe. Ha olyan hatások érik az egyébként szívósanyagú alkatrészt, amelyek a ridegségi hajlam növelését idézik elő — dinamikus hatások, kis hőmérséklet stb. — úgy α_k figyelembevétele már indokolt.

Az előző bekezdés általános megállapításai vonatkoznak hajlításra és csavarásra is (17.5. ábra), de a határigénybevételi biztonsági tényező számításánál figyelembe kell venni az előzőekben értelmezett k_0 folyás-



17.5. ábra. Változó keresztmetszetű hajlított és csavart tengely feszültségábrája
a) hajlításnál; b) csavarásnál

határszorozót (határigénybevétel szorzót). Ezeknél az eseteknél a névleges feszültség számításánál ugyanúgy figyelembe kell venni a szerkezeti kialakítást, mint a k_0 tényező meghatározásánál. Ez utóbbinak a szerkezeti kialakítástól való függése jól érzékelhető a 17.2. ábra $\frac{d}{d_0}$ viszonyszámok szerinti meghatározásánál.

Összegezve a megállapításainkat: ha nem érik a szívós anyagú, változó keresztmetszetű alkatrészt olyan hatások, amelyek a ridegségi hajlam növelését idézik elő, akkor az egyszerű- és az összetettigénybevétel biztonsági tényezőjét meghatározó összefüggések ugyanúgy használhatók, mint állandó keresztmetszetű alkatrészek esetén.

Rideg anyag esetében (ill. ridegségi hajlamú alkatrésznél) a feszültségcsúc σ_{BH} szakítószilárdság vagy σ_{Bny} törőfeszültség értékéig növekszik. Az anyag ekkor bereped, a keresztmetszet hirtelen csökken, törés jön létre. A számításnál figyelembe kell venni az alaktényezőt (α_k), különösen ütésszerű igénybevételeknél melyre a rideg anyagok nagyon érzékenyek.

Húzásnál és hajlításnál:

$$n = \frac{\sigma_B}{\alpha_k \sigma_{névl}}$$

Kör keresztmetszetű rudak csavarásánál:

$$n = \frac{\sigma_{BH}}{\alpha_k \tau_n} \frac{1}{1 + \frac{\sigma_{BH}}{\sigma_{Bny}}}$$

ahol σ_{BH} a szakító-, σ_{Bny} a nyomószilárdság értéke, és $\tau_{névl}$ a csavaróigénybevételből számítható feszültség.

18. Különböző rendszerek megbízhatóságának kérdései

A rendszert fogalmilag úgy értelmezzük, mint olyan eszmei vagy fizikai dolgot, amely egymástól függő, egymással kapcsolatban és kölcsönhatásban álló részekből tevődik össze.

Ez az értelmezés annyira tág, hogy a gépészeti munkák minden területe belefér; a méretezési tevékenység, a technológiai folyamatok sorozata, az alkatrész önálló szerepköre és vizsgálata, továbbá a gépben betöltött feladata közbeni kölcsönhatások és sok más hasonló.

A megbízhatóság meghatározását, a különböző (22 féle) szakkifejezés értelmezését és az egyes megbízhatósági jellemzők számításának módját az MSZ-17100-70 szabvány tartalmazza. A legfontosabb meghatározás — amely többek közt a gépészet minden területére kiterjed — a következőt mondja ki: „A megbízhatóság a termék azon képessége, hogy előírt funkciót elvégezzen adott működési és környezeti feltételek mellett, miközben meghatározott tényleges működés alatt előírt állapotban marad” — vagyis meghatározott ideig az üzembiztos működés valószínűsége nagyobb egy előre megállapított értéknél. Nagyon lényeges az előző meghatározásban az „adott működési és környezeti feltételek” kifejezés — melynek alapos vizsgálata a gépészeti tevékenység minden területére vonatkozik. Ennek fontosságára többször utal a könyv több fejezete.

A továbbiakban foglalkozunk az egyes elemek (termékek, alkatrészek) megbízhatóságával, a javítható és a nem javítható rendszerek vizsgálatával, továbbá a megbízhatóság növelésének lehetőségeivel.

A rendszerek építőelemeinek megbízhatóságát mintavételes vizsgálat alapján határozzuk meg. A vizsgálat során a gyártott elemek (alkatrészek stb.) közül kiválasztunk n_0 elemet, és azokat az üzemi körülményeknek megfelelően (pl. terhelés, hőmérséklet, fordulatszám stb. figyelembevételével) működtetjük. Bizonyos (adott esetben a szabvány által előírt) ideig végezve a vizsgálatot már csak $n(t)$ elem működőképese az „adott működési és környezeti feltételek” mellett. A megbízhatóságot a megalkalmas elemek számának és a vizsgálatra kiválasztott elemek számának

a hányadosával jellemezzük:

$$r(t) = \frac{n(t)}{n_0}$$

Az $r(t) = \frac{n(t)}{n_0}$ kifejezésben $r(t)$ a megbízhatóságot adja meg, természetesen az idő függvényeként. A vizsgálat kezdetén csak működőképese elemet feltételezve a $(t=0)$ kezdéshez $r(t)_{t=0} = 1$, a végtelen hosszú ideig $(t = \infty)$ tartó vizsgálatához $r(t)_{t \rightarrow \infty} = 0$ (mivel minden elem tönkremegy) tartozik. Annak valószínűségét, hogy egy kiválasztott elem élettartama egy tetszőleges t értéknél nagyobb-e, a megbízhatósági függvény adja meg. A megbízhatóságelmélet az egyes szerkezeti elemek élettartamának eloszlásfüggvényeként (megbízhatósági függvényeként) a Weibull-eloszlás függvényt ajánlja. Általános alakja:

$$r(t) = e^{-\frac{(t-a)^b}{t_0}}$$

ahol

- $r(t)$ az eloszlás függvény — a megbízhatósági függvény;
- e a természetes logaritmus alapszáma;
- t_0 a skálaparaméter, amelynek értékét az irodalomban található átlagos élettartamokból határozhatjuk meg;
- b az elhasználódásra jellemző alakparaméterek értéke. Különböző viszonyokra és esetekre az irodalomból ismert érték;
- a az ún. helyzetparaméter, amellyel akkor kell számolni, ha alkatrész-cserével javítható szerkezetben t idő múlva kicserélnek egy alkatrészt. Tudniillik ennek használati ideje a szerkezet t használati idejéhez képest csak: $(t-a)$;
- t az eloszlásfüggvény valószínűségi változója.

A meghibásodások jellemzésére bevezették az időegység alatti meghibásodások számának és a még alkalmas elemek számának hányadosát. Ezt a jellemzőt a megbízhatósági eloszlásfüggvényből nyerhetjük és meghibásodási aránynak nevezzük:

$$\lambda(t) = \frac{1}{t_0} b(t-a)^{b-1}$$

alakú kifejezés a Weibull-féle eloszlásfüggvény alkalmazása esetén adja meg az elemek meghibásodási arányának a függvényét $[\lambda(t)]$. A kifejezésben szereplő betűk jelentése az előzőekből már ismert.

18. Különböző rendszerek megbízhatóságának kérdései

A rendszert fogalmilag úgy értelmezzük, mint olyan eszmei vagy fizikai dolgot, amely egymástól függő, egymással kapcsolatban és kölcsönhatásban álló részekből tevődik össze.

Ez az értelmezés annyira tág, hogy a gépészeti munkák minden területe belefér; a méretezési tevékenység, a technológiai folyamatok sorozata, az alkatrész önálló szerepköre és vizsgálata, továbbá a gépben betöltött feladata közbeni kölcsönhatások és sok más hasonló.

A megbízhatóság meghatározását, a különböző (22 féle) szakkifejezés értelmezését és az egyes megbízhatósági jellemzők számításának módját az MSZ-17100-70 szabvány tartalmazza. A legfontosabb meghatározás — amely többek közt a gépészet minden területére kiterjed — a következőt mondja ki: „A megbízhatóság a termék azon képessége, hogy előírt funkciót elvégezzen adott működési és környezeti feltételek mellett, miközben meghatározott tényleges működés alatt előírt állapotban marad” — vagyis meghatározott ideig az üzembiztos működés valószínűsége nagyobb egy előre megállapított értéknél. Nagyon lényeges az előző meghatározásban az „adott működési és környezeti feltételek” kifejezés — melynek alapos vizsgálata a gépészeti tevékenység minden területére vonatkozik. Ennek fontosságára többször utal a könyv több fejezete.

A továbbiakban foglalkozunk az egyes elemek (termékek, alkatrészek) megbízhatóságával, a javítható és a nem javítható rendszerek vizsgálatával, továbbá a megbízhatóság növelésének lehetőségeivel.

A rendszerek építőelemeinek megbízhatóságát mintavételes vizsgálat alapján határozzuk meg. A vizsgálat során a gyártott elemek (alkatrészek stb.) közül kiválasztunk n_0 elemet, és azokat az üzemi körülményeknek megfelelően (pl. terhelés, hőmérséklet, fordulatszám stb. figyelembevételével) működtetjük. Bizonyos (adott esetben a szabvány által előírt) ideig végezve a vizsgálatot már csak $n(t)$ elem működőképese az „adott működési és környezeti feltételek” mellett. A megbízhatóságot a megalkalmas elemek számának és a vizsgálatra kiválasztott elemek számának

a hányadosával jellemezzük:

$$r(t) = \frac{n(t)}{n_0}$$

Az $r(t) = \frac{n(t)}{n_0}$ kifejezésben $r(t)$ a megbízhatóságot adja meg, természetesen az idő függvényeként. A vizsgálat kezdetén csak működőképese elemet feltételezve a $(t=0)$ kezdéshez $r(t)_{t=0} = 1$, a végtelen hosszú ideig $(t = \infty)$ tartó vizsgálatához $r(t)_{t \rightarrow \infty} = 0$ (mivel minden elem tönkremegy) tartozik. Annak valószínűségét, hogy egy kiválasztott elem élettartama egy tetszőleges t értéknél nagyobb-e, a megbízhatósági függvény adja meg. A megbízhatóságelmélet az egyes szerkezeti elemek élettartamának eloszlásfüggvényeként (megbízhatósági függvényeként) a Weibull-eloszlás függvényt ajánlja. Általános alakja:

$$r(t) = e^{-\frac{(t-a)^b}{t_0}}$$

ahol

- $r(t)$ az eloszlás függvény — a megbízhatósági függvény;
- e a természetes logaritmus alapszáma;
- t_0 a skálaparaméter, amelynek értékét az irodalomban található átlagos élettartamokból határozhatjuk meg;
- b az elhasználódásra jellemző alakparaméterek értéke. Különböző viszonyokra és esetekre az irodalomból ismert érték;
- a az ún. helyzetparaméter, amellyel akkor kell számolni, ha alkatrész-cserével javítható szerkezetben t idő múlva kicserélnek egy alkatrészt. Tudniillik ennek használati ideje a szerkezet t használati idejéhez képest csak: $(t-a)$;
- t az eloszlásfüggvény valószínűségi változója.

A meghibásodások jellemzésére bevezették az időegység alatti meghibásodások számának és a még alkalmas elemek számának hányadosát. Ezt a jellemzőt a megbízhatósági eloszlásfüggvényből nyerhetjük és meghibásodási aránynak nevezzük:

$$\lambda(t) = \frac{1}{t_0} b(t-a)^{b-1}$$

alakú kifejezés a Weibull-féle eloszlásfüggvény alkalmazása esetén adja meg az elemek meghibásodási arányának a függvényét $[\lambda(t)]$. A kifejezésben szereplő betűk jelentése az előzőekből már ismert.

Az elemek megbízhatóságának és meghibásodásának jellemzésére vonatkozó függvények konkrét számításokra való alkalmazását teszi lehetővé a b alakparaméter és a t_0 skálaparaméter tájékoztató jellegű meghatározása. Az a helyzetparaméter értékeire (a kellő időben elvégzett alkatrész cserére) a gyártócégek szoktak előírásokat tenni.

Az egyes elhasználódásokra jellemző alakparaméterek:

- $b = 1$ álló feltételek közti tömítés, továbbá gumi és műanyag örege-
dése;
- $b = 1,5$ zsírkenésű felületek sűrűlódása és mozgó tömítések kopása ese-
tén;
- $b = 2$ gördülőcsapágyak üzeménél és elmozduló korrodáló felületek
tönkremenetelének vizsgálatánál;
- $b = 3$ szárazon sűrűlódó felületek kopása esetén (ilyenek a hidrodinami-
kus kenésű csapágyak is, amelyek üzem közben ugyan nem
kopnak, de az indítás és leállítás szakaszában szárazon sűrűlód-
nak), továbbá a kenőanyagok és a hidraulika folyadékok örege-
désekor.

A t_0 skálaparaméter a szakirodalomban található \bar{t} átlagos élettartamokból a

$$t_0 = \left[\frac{\bar{t}}{\Gamma\left(1 + \frac{1}{b}\right)} \right]^b$$

összefüggés alapján számítható. Mivel átlagos élettartamok alapján végezzük el a számítást, ezért cseréről értelemszerűen nem lehet szó, tehát $a=0$. A kifejezésben a $\Gamma(\dots)$ az ún. gamma függvény értékei matematikai táblázatokban találhatóak (pl. Pattantyús: Gépész és villamosmérnökök kézikönyvének 1. kötetében).

Néhány jellegzetes értéke: $\Gamma(1) = 1$, $\Gamma(0,5) = \sqrt{\pi}$,

$$\Gamma(2) = 1, \text{ továbbá igaz hogy: } \Gamma(t+1) = t\Gamma(t).$$

Az utóbbi összefüggés alkalmazása nagyon megkönnyíti a számítási munkát. Pl.

$$\Gamma(1,5) = \Gamma(1+0,5)$$

az előző összefüggést felhasználva

$$\Gamma(1+0,5) = 0,5\Gamma(0,5), \text{ mivel } t = 0,5 \text{ értékű,}$$

és így

$$\Gamma(1,5) = 0,5\sqrt{\pi}.$$

Megjegyezzük, hogy ennek az utóbbi értéknek az alkalmazására például $b = 2$ alakparaméter esetén kerül sor, mivel $\Gamma\left(1 + \frac{1}{b}\right) = \Gamma(1,5)$.

Az alábbi összeállításból tájékoztató jelleggel kiválaszthatjuk néhány alapelem várható (átlagos) élettartamát órákban kifejezve:

	t, h
Golyóscsapágy (nehéz üzemi viszonyok esetén)	$50 \cdot 10^3$
Golyóscsapágy (könnyű üzemben)	$100 \cdot 10^3$
Siklócsapágy (hidrodinamikusan kenés esetén)	$200 \cdot 10^3$
Tengely (nagy feszültséget okozó terhelésnél)	$5000 \cdot 10^3$
Zsugorkötés	$60 \cdot 10^3$
Homlok-fogaskerékpár hajtásnál	$200 \cdot 10^3$
Szj- és ékszjhajtás	$25 \cdot 10^3$
Rugók (nagy feszültséggel terhelve)	$1000 \cdot 10^3$
Rugók (kis feszültséggel terhelve)	$5000 \cdot 10^3$
Anyás csavarkötésnél	$50000 \cdot 10^3$
Reteszkötés	$50000 \cdot 10^3$
Zsugorkötés	$66 \cdot 10^3$
Villamos motor (nagy terhelésű)	$100 \cdot 10^3$
Villamos motor (kicsi terhelés esetén)	$250 \cdot 10^3$
Mágnescapcsoló	$400 \cdot 10^3$
Fékbetét	$2 \dots 8 \cdot 10^3$
Mozgó tömítés	$2 \dots 40 \cdot 10^3$
Villamos érintkezők	$2 \dots 10 \cdot 10^3$

Az összeállításban felsorolt értékek nagy élettartamra utalnak. Megjegyezzük, hogy ezek elérésekor az elemek megbízhatóságára már kis értékűséget kapunk. Példaképpen a zsugorkötés esetét vizsgáljuk:

a várható élettartam: $\bar{t} = 66 \cdot 10^3$

az alakparaméter értéke $b = 2$.

A t_0 skálaparamétert a

$$t_0 = \left[\frac{\bar{t}}{\Gamma\left(1 + \frac{1}{b}\right)} \right]^b$$

kifejezéssel határozzuk meg.

Behelyettesítve:

$$t_0 = \left[\frac{6 \cdot 10^3}{\Gamma(1,5)} \right]^2 = \left[\frac{66 \cdot 10^3}{0,5\sqrt{\pi}} \right]^2 = 5,54 \cdot 10^9.$$

A várható élettartam elérésekor a megbízhatóság:

$$r(t) = e^{-\frac{t}{t_0}}$$

ahol az eloszlásfüggvény valószínűségi változója egyenlő a várható élettartam értékével $t = \bar{t}$

Behelyettesítve:

$$r(t) = e^{-\frac{t}{t_0}} = e^{-\frac{(66 \cdot 10^3)^2}{5,54 \cdot 10^9}} = 0,456 \quad (45,6\%).$$

A várható élettartam elérésekor ($t = \bar{t}$) a meghibásodási arány:

$$\lambda(t) = \frac{1}{t_0} b(\bar{t} - a)^{b-1}$$

kifejezéssel határozható meg.

Behelyettesítve:

$$\lambda(t) = \frac{1}{5,54 \cdot 10^9} 2(66 \cdot 10^3)^{2-1} = 2,4 \cdot 10^{-5}.$$

Az előző példa bizonyítja, hogy az átlagos élettartam a megbízhatósági számítások elvégzéséhez elengedhetetlenül szükséges, de a műszaki gyakorlat számára nem megnyugtató, mivel ennek elérésekor az elem megbízhatósága már kisebb, mint 50%. Ezért célszerűbb, és megnyugtatóbb, ha az átlagos élettartam helyett egy meghatározott valószínűségi értékhez tartozó élettartamot, az ún. $x\%$ -os szinthez tartozót adjuk meg. Ennek gyakorlati példája a gördülőcsapágy katalógusokban megadott jellemzők (az alapterhelés stb.), amelyek többnyire a 90%-os megbízhatósági szinthez tartozó élettartam segítségével határoznak meg.

Megebízhatósági és a meghibásodási arány függvényeket az előzőekben említett paraméterek felvétele után koordináta-rendszerben is vizsgálhatjuk. A 18.1. ábrán megbízhatósági függvényt $r(t)$, és meghibásodási arány függvényt $\lambda(t)$ ábráztunk különböző b paraméterrel jellemezhető esetekben. A konkrét vizsgálatot a $\bar{t} = 6300$ h várható (átlagos) élettartam elemekre végeztük el.

A választott példában a skálaparaméternek értékei:

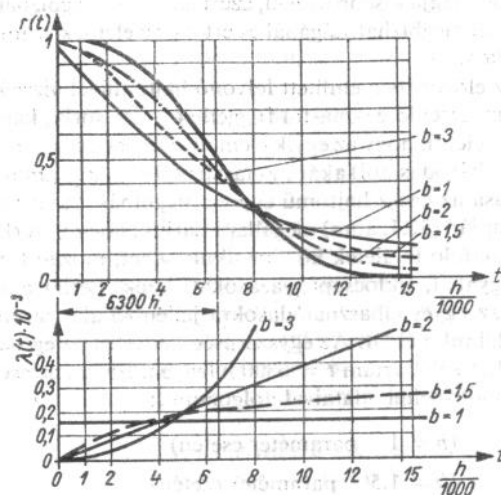
b	=	1	1,5	2	3
t_0	=	6300	$6,2 \cdot 10^5$	$5,32 \cdot 10^7$	$3,86 \cdot 10^{11}$

A várható élettartam elérésekor a megbízhatóság:

b	=	1	1,5	2	3
$r(t)$	=	0,37	0,42	0,45	0,49

A várható élettartam elérésekor a meghibásodási arány értéke:

b	=	1	1,5	2	3
$\lambda(t)$	=	$1,59 \cdot 10^{-4}$	$1,9 \cdot 10^{-4}$	$2,37 \cdot 10^{-4}$	$3,09 \cdot 10^{-4}$



18.1. ábra. A megbízhatósági és meghibásodási függvények

Az első meghibásodásig használható szerkezetek megbízhatósága. Ebbe a csoportba tartoznak azok a szerkezetek és szerelési egységek, amelyekben a működés szempontjából sorba kapcsolt és párhuzamosan kapcsolt elemek vannak. Az esetleges meghibásodásnál ezeket egységeként cserélik ki, és csak központi műhelyben történik a javítása, a meghibásodott elemek cseréje.

Sorba kapcsolt elemről beszélünk akkor, ha a meghibásodása az egész szerkezet meghibásodását jelenti. A meghibásodás lehet „katasztrofális”, ebben az esetben az egész szerkezet üzemképtelenné válik. Ilyen például a 23. fejezetben méretezett hajtómű tengelytörésekor bekövet-

kező üzemleállás. Amennyiben a meghibásodás nem okoz üzemképtelenséget, de a szerkezet üzeme már nem előírásos, akkor „minőségrontó” a meghibásodás, ilyen például az előbb említett esetben a hajtómű zajosabb működése, vagy rosszabb hatásfokú üzeme, amely a csapágyak, ill. a csigahajtás kopásának a következménye. A sorba kapcsolt elemek eredő megbízhatóságának számítása a független események együttes valószínűségének tétele alapján, az egyes elemek megbízhatóságának a szorzata.

$$R(t) = r_1(t)r_2(t) \dots r_n(t).$$

Mivel a szorzat minden tagja kisebb egynél, ezért az eredő megbízhatóság kisebb mindegyik elem megbízhatóságánál és értéke az elemek számának növekedésével csökken.

Példaképpen az előzőekben említett felvonó hajtóművet vizsgáljuk. A hajtóműegységben szereplő egymástól független — de sorba kapcsolt — elemeknek (ez azt jelenti, hogy az egyik elem meghibásodása nem függ egy másik elem meghibásodásától) akár „katasztrofális”, akár „minőségrontó” meghibásodása az egész hajtómű egység meghibásodását jelenti. A hajtómű ábrája alapján (32.1. ábra) megállapíthatjuk, hogy a szerkezeti egységben található álló felületek közötti tömitéseket, mozgó tömitéseket, gördülőcsapágyakat, siklócsapágyazásokat. Ezek szerint a sorba kapcsolt elemeknél az egyes elhasználódásokra jellemző alakparaméterek mindegyikére találunk példát. Az egyszerűség kedvéért az egész hajtómű egységre a várható élettartam $t = 6300$ h legyen. Ebben az esetben az előzőekben megoldott példa adataival dolgoztunk:

$$\begin{aligned} r_1(t) &= 0,37 && (b = 1 \text{ paraméter esetén}) \\ r_2(t) &= 0,42 && (b = 1,5 \text{ paraméter esetén}) \\ r_3(t) &= 0,45 && (b = 2 \text{ paraméter esetén}) \\ r_4(t) &= 0,49 && (b = 3 \text{ paraméter esetén}) \end{aligned}$$

Az eredő megbízhatóság:

$$R(t) = r_1(t)r_2(t)r_3(t)r_4(t).$$

Behelyettesítve:

$$R(t) = 0,37 \cdot 0,42 \cdot 0,45 \cdot 0,49 = 0,034 = 3,4\%$$

Párhuzamosan kapcsolt elemekről beszélünk akkor, ha a szerkezet olyan a beépítésük, hogy az egyik elem meghibásodása esetében, a szerkezet tovább működik mert a másik — még ép — elem a működés

szempontjából teljes értékű. A párhuzamosan kapcsolt elemeket tartalékolt elemeknek nevezzük. Amennyiben ezek az elemek állandóan tartalékok, úgy meleg tartalékról, ha olyan megoldásuk, hogy az egyik csak a másik meghibásodásakor lép üzembe, akkor hidegtartalékról beszélünk. Meleg tartalék például a felvonók üzeménél a két független (de terhelte!) kötélág, vagy a gépkocsiknál alkalmazott kétkörös fékrendszer. Hideg tartalék például a felvonóknál alkalmazott fogókészülék beépítése, vagy a gépkocsiknál a kézifék használata az esetleges fékrendszer meghibásodása esetén.

Két párhuzamosan kapcsolt, melegtartalék jellegű elem esetében az eredő megbízhatóság:

$$R(t) = r_1(t) + r_2(t) - r_1(t)r_2(t).$$

Pl. ha t üzemidő eltelte után két párhuzamos, melegtartalék jellegű elem megbízhatósága

$r_1(t) = r_2(t) = 0,8$ (azonos szerkezet, azonos viszonyok!), akkor az eredő megbízhatóság:

$$R(t) = 0,8 + 0,8 - 0,8 \cdot 0,8 = 0,96.$$

Ez azt jelenti, hogy annak a valószínűsége, hogy a t időpontig nem történik üzemzavar okozó meghibásodás, az egyes elemekre vonatkozó 20%-ról a párhuzamos kapcsolás miatt 4%-ra csökkent.

Megemlíthjük hogy vannak olyan rendszerek amelyekben az elemek soros és párhuzamos kapcsolással is kötődnek egymáshoz. Ezeket vegyes kapcsolású rendszernek nevezzük. Az ilyen rendszerben az n elem közül k -nak működni kell, hogy a rendszer el tudja látni a feladatát.

Az alkatrészcserevel javítható szerkezetek megbízhatósága. Az első meghibásodásig a megbízhatóság ugyanúgy számítható mint a nem javítható szerkezetek esetében. A különbség az, hogy ha egy elem meghibásodik és azt alkatrészcserevel kicseréljük, úgy az ismét 100%-os megbízhatóságú lett.

A t időpontig számított meghibásodások átlagos értéke az ún. helyreállítási (felújítási) függvény az egyik legfontosabb jellemzője az alkatrészcserevel javítható szerkezeteknek:

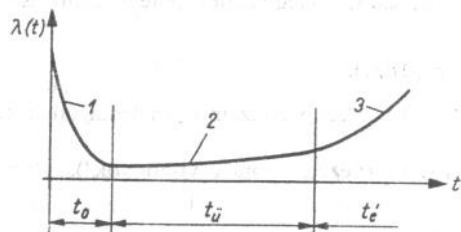
$$H(t) = H(t_0) + \lambda(t - t_0).$$

Az összefüggésben $H(t)$ a felújítási függvény t_0 a bejáratási idő, és $H(t_0)$ az ezalatt bekövetkező meghibásodások száma, λ az időegységre eső meghibásodások átlagos száma (a helyreállítási sűrűség) és t a vizsgált időtartam.

A gyakorlat számára a legfontosabb megbízhatósági jellemző a meghibásodások közt várható (átlagos) időtartam kifejezése:

$$T = \frac{1}{\lambda}$$

Természetes az előzőek alapján, hogy a meghibásodások közötti várható időtartam annál kisebb (kedvezőtlenebb), mennél több elemet tartalmaz a szerkezet és ezek külön-külön minél gyakrabban hibásodnak meg.



18.2. ábra. Meghibásodások időbeli vizsgálata

A gyakorlati mérések alapján a λ helyreállítási sűrűség jellege a 18.2. ábra szerint változik. Az ábra 1 jelzésű szakasza az ún. „bejáratási” időre jellemző. A meghibásodások száma itt azért nagy, mert az új szerkezetben hibásan vagy pontatlanul beépített, esetleg nem kellően ellenőrzött elemek vannak. Ezeket folyamatosan kicserélik, beállítják mindaddig, amíg már csak jó és jól beállított elemeket tartalmaz a szerkezet. A „bejáratási” időtartam megfelel a gyártó vállalat által megadott garanciális időszak. A 2 jelző szakasz az állandósult üzemmállapotra jellemző. Ezt egy enyhén emelkedő ferde egyenessel helyettesíthetjük.

A 3 jelzés a λ gyors növekedését, az élettartam kimerülését jelenti, mivel ekkor már a hosszú élettartamú elemek is egyre gyakrabban meghibásodnak (kifáradás!).

A szerkezetek megbízhatóságának növelési lehetőségei. A következőkben összefoglaljuk azokat a lehetőségeket amelyek az előzőekben tárgyalt törvényszerűségek alapján alkalmasnak találunk arra, hogy a megbízhatóságot növelni tudjuk. Ezek:

- A várható környezetnek, az üzemviszonyoknak és működési feltételeknek megfelelő szerkezet tervezésével és beépítésével.
- Rendszertechnikai vizsgálatok alapján a sorba kapcsolt elemek számának csökkentésével és szükség (lehetőség) szerint párhuzamos elemek beiktatásával.

- A felhasznált elemek megbízhatóságának növelésével.
- A tervszerű megelőző karbantartással, amely során kicseréljük azokat az elemeket, amelyeknek a megbízhatósági szintje a beépítés óta eltelt idő alatt egy meghatározott szint alá csökkent.

A tervszerű megelőző karbantartás nélkül lehetetlen megbízható üzemet fenntartani. Ha egy kiterjedt géppark esetén csak a már bekövetkezett hibák elhárítására szorítkozunk, úgy előbb-utóbb összegeződnek a hibák és ennek súlyosabb következményei lehetnek.

Az előzőekben említett tervszerű megelőző karbantartás megvalósíthatatlan csere-alkatrészek raktára, ill. megfelelő raktárkészlet nélkül.

Időszakos diagnosztikai vizsgálatokkal (zajsztint, rezgések, melegeedés, kopás, fajlagos energiafogyasztás stb.) következtethetünk a meghibásodás várható bekövetkezésére, és egyben a karbantartási tevékenység szükségességére is felhívhatjuk a figyelmet.

Különböző érzékelők (hő, nyomás stb.) beépítésével – a szerkezet alapvető jellemzőinek mérése alapján – egy előre beállított érték elérésekor még a meghibásodás előtt le tudjuk állítani a szerkezet működését.

– Különböző mechanikus, pneumatikus és villamos túlterhelésgátlók beépítésével megakadályozhatjuk az egyes elemeknek a túlterhelésből bekövetkező meghibásodását.

– A szerkezet szerelésénél, a beállításnál, a beszabályozásnál szükséges olyan mérőeszközök alkalmazása, amelyek pontosan és megnyugtatóan megadják azokat a paramétereket amelyek a biztonságos üzemeltetés előfeltételeit jelentik.

19. Az alkatrészek tűrés- és illesztésrendszere

Az alkatrészgyártás, és a legyártott alkatrészek összeszerelése adja azt a két nagy területet, amelyekre a korszerű gépgyártás folyamata felbontható. A rajzon előírt, és a legyártott alkatrészen mért geometriai jellemzők akkor mondhatók egyezőnek, ha az ellenőrzés megállapítja, hogy a munkadarab méretei, a kialakított felületek geometriai alakja, minősége és kölcsönös elhelyezkedése a megengedett mértéknél nagyobb mértékben nem tér el. A geometriai jellemzők eltérése megengedett mértékének előírása a tűrés megadása, a tűrésezés. A közös alpméretű és csatlakozó alkatrészek — amelyeknek a kész gépben meghatározott feladatuk van —, funkciójuknak megfelelően egymáshoz viszonyítva illeszkednek, azaz meghatározott helyzetet foglalnak el. A csatlakozó alkatrészek tűréseit tartalmazó előírást, amely a megkívánt illeszkedés megvalósítását eredményezi, illesztésnek nevezzük.

A tűrésekkel kapcsolatos fogalmak. A jelenlegi megmunkálási eljárásainkkal nem lehet a kívánt mérettel teljesen azonos méretet elérni, a gyártási eljárástól függően méretszóródás van. A 19.1. ábrán egy alkatrészgyártásánál a vízszintes tengelyre a mért méreteket, a függőleges tengelyre azok előfordulási darabszámát vagy azok gyakoriságát a teljes mért darabszámhoz viszonyítva %-ban mértük fel. A lépcsős ábrának közelítése az ún. eloszlásgörbe (vastag vonal).

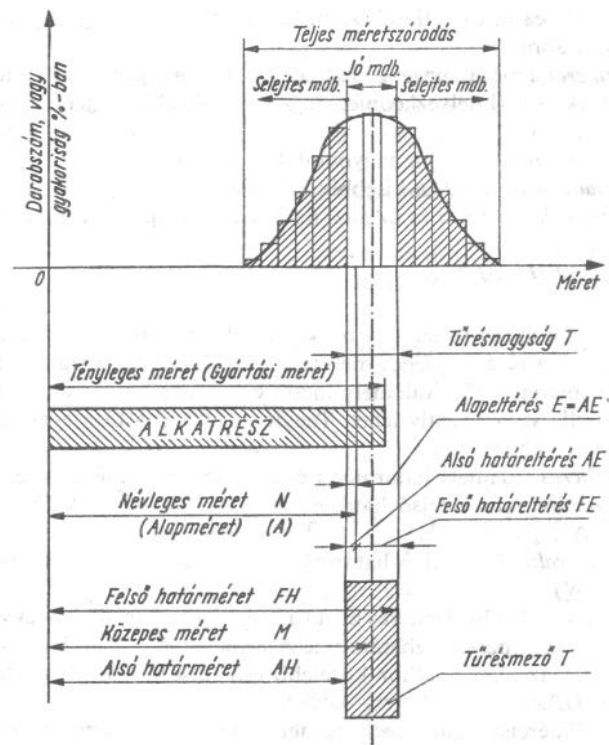
Azért, hogy az alkatrészek gazdaságosan legyenek gyárthatók, bizonyos fokú — egy adott tartományon belül — méreteltérést meg kell engednünk.

A 19.1. ábra alapján értelmezhetjük a legfontosabb alapfogalmakat (MSZ 180/1–75, lásd még a 19.2. ábrát).

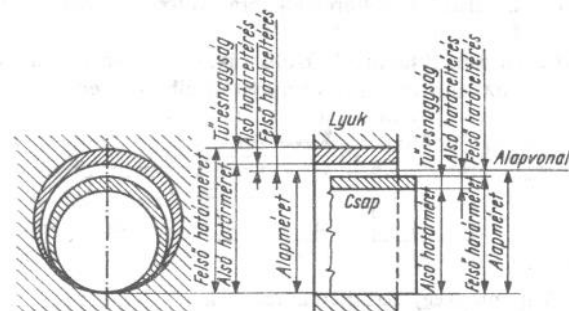
Méret a hosszúságot valamely megválasztott mértékegységben kifejező számérték.

Alpméret az a méret, amelyre az eltéréseket vonatkoztatjuk. Ez azonos a nagyságrendet megadó névleges mérettel (N).

Tényleges méret a megengedett hibájú mérőeszközzel meghatározott



19.1. ábra. Méretszóródás alkatrészgyártásnál



19.2. ábra. Méreteltérésekre vonatkozó alapfogalmak

egyenesvonalú lengéseket végez. Tehát a mozgási energia:

$$E_m = \frac{m_r(a\omega)^2}{2},$$

mert a redukált tömeg sebessége $v = a\omega$. Ha a rudat tekintjük, úgy a forgási energia:

$$E_f = \frac{J\omega^2}{2},$$

ahol J a rúd tehetetlenségi nyomatéka.

Ennek kifejezése $J = \frac{1}{3}ml^2$.

Behelyettesítve, és alkalmazva az energia megmaradástörvényét: $E_m = E_f$, így

$$\frac{m_r a^2 \omega^2}{2} = \frac{\frac{1}{3}ml^2 \omega^2}{2}, \quad \text{tehát} \quad m_r = \frac{m}{3} \frac{l^2}{a^2}.$$

A b) esetben egy R sugarú fogasív és egy r sugarú fogaskerék kényyszerkapcsolatát mutatjuk be. Nem részletezve a redukálást említjük meg, hogy ebben az esetben figyelembe kell venni a kapcsolat módosítását $\left(\frac{\omega_B}{\omega_A} = \frac{R}{r}\right)$, és az m_r tömeg függőleges sebességét: $v = \omega_A a$ (ez az egyenesvonalú mozgás sebessége).

A c) eset egy haladó és lengőmozgást végző tömegekből álló lengőrendszer redukálását mutatja. A tömeg áthelyezése közben figyelembe kell venni a két emelőkar módosítását $\left(\frac{a}{b}$ és $\frac{d}{e}\right)$ és a tehetetlenségi nyomatékaikat.

A d) eset gyakran előforduló torziós lengőrendszer (pl. fogaskerék-hajtás) redukálását mutatja. A közös tengelyre való redukálásnál a forgási energiák alapján, a módosítás $\left(\frac{r_1}{r_2}\right)$ figyelembevételével végezhető el. Megjegyezzük, hogy a J_2^* és J_3^* közötti rugalmas tengely c_{2-3}^* rugóállandója és a k^* csillapítási tényezője is redukált értékek (lásd a továbbiakban).

Az előző példa igényeli a rugó áthelyezését (redukálását). Alapelv, hogy bármely rugót az alakváltozási munkák egyenlősége alapján helyez-

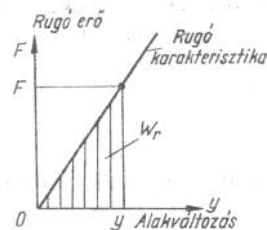
hetünk át. Az egyenes vonalú mozgásnál a rugó alakváltozási munkája a 20.33. ábra bevonalkázott területe:

$$W_r = \frac{1}{2} Fy.$$

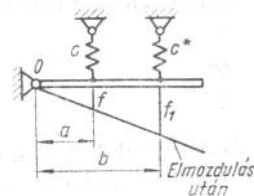
Lineáris karakterisztikájú rugók esetén

$$F = \frac{y}{c},$$

ezt behelyettesítve: $W_r = \frac{y^2}{2c}$.



20.33. ábra. Rugó alakváltozási munkája



20.34. ábra. Rugó áthelyezése (redukálása)

Hasonlóan értelmezhető a torziós rendszerek rugóinak alakváltozási munkája:

$$W_r = \frac{\varphi^2}{2c},$$

ahol φ a szögelfordulás (az alakváltozás!).

Karos szerkezetek esetén (20.34. ábra) a következő alakváltozási munkák egyenlősége írható fel:

$$\frac{f^2}{2c} = \frac{f_1^2}{2c^*},$$

ahol hasonló háromszögek alapján $f_1 = \frac{b}{a}f$. Az áthelyezett rugóállandó (c^*) kifejezése: $c^* = c \frac{b^2}{a^2}$.

Általánosságban a 20.3. táblázat utolsó sorában megadott összefüggések fejezik ki a most értelmezett áthelyezést (redukálást).

Torziós lengőrendszerek rugalmas elemei a tengelyek, ezek rugóállandóját is a felhalmozott alakváltozási munkák egyenlősége alapján határozhatjuk meg. Például a 20.13. táblázat d ábrája 2 jelű tengelyének c_{2-3} rugóállandóját az 1 jelű tengelyre kell redukálni. A felírható kifejezés:

$$\frac{(\varphi_3 - \varphi_2)^2}{2c_{2-3}} = \frac{(\varphi_3^* - \varphi_2^*)^2}{2c_{23}^*}$$

Figyelembe véve a módosítást

$$c_{23}^* = c_{23} \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2$$

Ha a torziós tengelyszakaszok átmérője változik, úgy szokás állandó átmérőjű tömör tengellyel helyettesíteni. Ilyenkor ennek ún. redukált hossza:

$$L = \frac{D^4}{d^4} l,$$

ahol d és l értékek adott tengelyszakaszt jellemzik, a D és L pedig az ezt helyettesítő redukált jellemzők.

A rendszerben levő különböző rugalmas elemek (tengelykapcsoló, bordástengely, forgattyúkar stb.) rugóállandójának ismeretében ezeket is helyettesíthetjük D átmérőjű (ezt pl. felvesszük) és L hosszúságú tengelyszakasszal.

Ilyenkor a redukált tengelyhossz kifejezése:

$$L = c_0 \frac{D^4 \pi G}{32},$$

ahol G a csúsztató rugalmassági modulus és c_0 a rugalmas elem rugóállandója.

Bizonyos esetekben (pl. karos vagy fogaskerék hatás esetén) a csillapítóhatások redukcióját is el kell végezni. A 20.35. ábrán látható esetben a teljes vonallal kihúzott csillapító áthelyezését kell elvégezni. Az áthelyezés után (szaggatott vonalú ábra) a csillapítás tényezője

$$k^* = \frac{F^*}{v^*}$$

kifejezéssel — a csillapítási tényező alapértelmezésével — határozható meg.

Az áthelyezés előtti helyzetben működő erő (F), és a redukálás utáni (F^*) ugyanolyan hatással kell hogy rendelkezzen (pl. a forgástengelyre azonos a nyomatókuk): $F^* b = Fa$.

A rúd különböző pontjainak a sebessége szintén a forgástengely alapján meghatározott (lásd sebesség ábra). Hasonló háromszögek alapján:

$$v^* = v \frac{b}{a}$$

Behelyettesítve az alapösszefüggésbe:

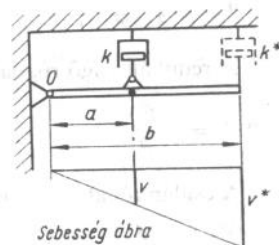
$$k^* = \frac{F^*}{v^*} = \frac{F}{v} \frac{a^2}{b^2} = k \frac{a^2}{b^2}$$

$$\left(\text{mivel } k = \frac{F}{v} \right)$$

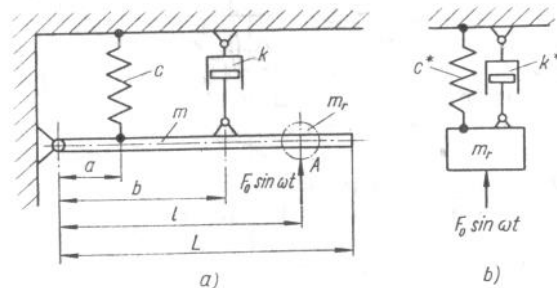
A 20.13. táblázat d ábráján látható torziós rendszer esetén az előző elvhez hasonlóan ($k^* = \frac{M^*}{\omega^*}$ kifejezéssel dolgozva) meghatározhatjuk a redukált csillapítási tényezőt:

$$k^* = k \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2$$

Gyakorlásképpen a 20.36. ábrán látható lengőrendszer helyettesítő modelljét határozzuk meg. Az „A” pontba való redukálást például az indokolhatja, hogy ott éri gerjesztőhatás ($F_0 \sin \omega t$) a rendszert. A redukál-



20.35. ábra. Csillapítás áthelyezése (redukálása)



20.36. ábra. Példa tömeg, rugó és csillapítás redukálására

lás eredményeként kapott könnyen felismerhető alaptípusú — lengőrendszert a 20.36b ábra mutatja. Az ábra redukálással kapott jellemzői:

A redukált tömeg:

$$m_r = \frac{m L^2}{3 l^2}.$$

A redukált rugó rugóállandója:

$$c^* = c \frac{l^2}{a^2}.$$

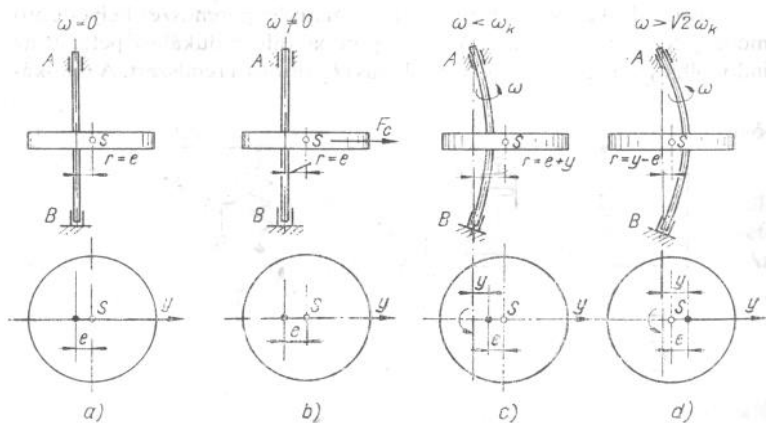
A csillapítóhatás redukálása után:

$$k^* = k \frac{b^2}{l^2}$$

a csillapítás tényezője.

A rendszer lengéstanai vizsgálata ezekkel a számított értékekkel végezhető el (20.36b ábra).

Forgótengelyek kritikus fordulatszám. Forgó tengelyekre szerelt alkatrészek (tárcsák, kerekék, ékkötések stb.) kiegyensúlyozását tökéletesen nem lehet megoldani. Ezek az alkatrészek kismérvű — de elkerülhetetlen — excentrikussággal vannak felszerelve a tengelyekre. A 20.37. ábrán a két végén csapágyazott tengely közepére szerelt tárcsa alakú m



20.37. ábra. Forgó tengely helyzete különböző fordulatszámok esetén

tömegű forgórész esetén mutatjuk be a lehetséges forgásviszonyokat. Az a ábra a tengelyt álló helyzetében, nyugalomban ($\omega = 0$) mutatja. A statikus kiegyensúlyozatlanság miatt a forgástengely geometriai tengelyétől e távolságban van az m tömegű forgórész súlypontja. Ha tökéletesen merev a tengely (az anyaga és a szerkezeti kialakítás következtében), úgy a forgás közben fellépő centrifugális erő hatása csak abban nyilvánul meg, hogy a csapágyakban járulékos (körbeforgó) támasztóerők ébrednek.

A b ábrán az A és B reakcióerők a statikus terhelésből határozhatók meg, és erre halmozódik az $\frac{Fc}{2}$ járulékos centrifugális erő, amelyik körbeforgó. A gyakorlatban a tengely rugalmas (éppen az anyaga és a szerkezeti kialakítása miatt!), ezért a forgás közben kialakuló tömegek (centrifugális erők) hajlító hatására megváltoznak a forgásviszonyok. A c ábra az ún. kritikus fordulatszám alatti fordulatszámok esetét mutatja. A centrifugális erő meghajlítja a tengelyt, és így $r = e + y$ értékűre növeli a súlypont körpályájának a sugarát. Az y kifejezése (erőegyensúly felírása után):

$$y = \frac{\omega^2}{\frac{1}{mc} - \omega^2} e.$$

Az y értéke végtelenné válik (természetesen már előbb eltörik a tengely), ha a nevező zérus. Ez akkor következik be, ha

$$\omega_{\text{krit}} = \frac{1}{\sqrt{mc}} = \alpha.$$

Ezt a szögsebességet kritikus szögsebességnek nevezzük. A kifejezés szerint megegyezik az egyszabadságfokú lengőrendszer sajátlengésének vetítő szögsebességével (α). Az ilyen szögsebesség, ill. a kritikus fordulatszám ($n_{\text{krit}} = 9,55 \omega_{\text{krit}}$) közelében működő gép erős rezgéseltő hatású.

A jelenség hasonló a rezonanciához, de nem azonos vele, mivel ennek terhelési hatása statikus. Tehát a tönkremenetelt nem a fáradásos jelenségek okozzák, hanem a nagymérvű statikus feszültségek, ill. a terhelés okozta alakváltozás. A teljesség kedvéért megjegyezzük, hogy a tömegek okozta, a kritikus fordulatszám közelében működő gépek statikus terhelésére halmozódhat még ismétlődő igénybevétel is (pl. terhelés vagy a súlyerő okozta ismétlődő hajlítónyomaték).

Az, hogy nem rezonancia jelenségről van szó, arra utal — a rezonancia jelenségnél elmondottakkal ellentétben —, hogy a kritikus fordu-

latszám közelében működtetve a gépet, nem kell idő annak kialakulásához, hogy a gép rezgésbe jöjjön, és ez nem növekszik az idő függvényében, hacsak nem okoz más szerkezeti elemben valóságos rezonanciát vagy éppen törést.

Könnyen bizonyítható – és a gyakorlati tapasztalatok alapján belátható –, hogy a kritikus fordulatszám fölött járatva a gépet jóval nyugodtabban járnak, mint alatta. A gépet $\omega > \omega_{krit}\sqrt{2}$ -vel járatva a súlypont e -nél kisebb sugáron forog körbe, és ez nyugodtabb járást ad. A *d* ábra ezt az esetet mutatja.

A 20.38. ábrán az $\frac{r}{e}$ és $\frac{y}{e}$ abszolút értékének változását adtuk meg az $\frac{\omega}{\omega_{krit}}$ viszonyszám függvényében. A vonalkázott rész, a veszélyes szögsebességtartományt adja meg. Ha előírjuk, hogy a súlypont legfeljebb r_0 sugarú körpályán keringhet, akkor a veszélyes sávot a következő összefüggések adják meg:

$$\omega_1 = \omega_{krit} \sqrt{1 - \frac{e}{r_0}} \quad \text{és} \quad \omega_2 = \omega_{krit} \sqrt{1 + \frac{e}{r_0}}.$$

A 20.38. ábrán a veszélyes szögsebességtartományt az $\frac{r}{e_0} = 2,5$ érték-nél ábrázoltuk.

Összegezve a lényegét:

– Annál nagyobb egy forgótengely kritikus fordulatszáma, minél nagyobb a merevsége (kisebb a rugóállandója) és kisebb a tömege. Ezt elsősorban a szerkezeti kialakítással lehet befolyásolni.

– Ki kell használni az „önkiegyensúlyozás” jelenségét, tehát a kritikus szögsebesség fölött ($\omega > \omega_{krit}\sqrt{2}$) kell járatni a gépet, mivel a tárcsa súlypontja ekkor közelebb kerül a forgástengelyhez, és ez kedvezőbb.

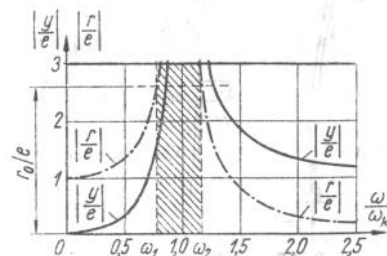
– A kritikus szögsebesség tartományon gyorsan kell áthaladni (lásd előzőek!), mert különben ott a tengelyben (de a többi alkatrészben is!) nagy feszültség és alakváltozás keletkezik.

A kritikus fordulatszámot befolyásoló tényezők. A forgó géprészek kialakításkor és működésekor több olyan hatás van, amelyet a kritikus fordulatszám meghatározásakor nem szabad elhanyagolni.

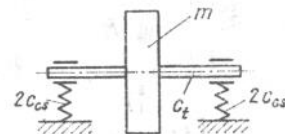
A rugalmas csapágyazás. A gép csapágyazása a valóságban rugalmas ellentétben az eddigi feltételezésünkkel. A 20.39. ábra jelölései alap-

ján a rugalmas csapágyazás esetén a tengely rugóállandója és a csapágyak eredő rugóállandója ($c_e = c_{cs}$, mivel $\frac{1}{c_e} = \frac{1}{2c_{cs}} + \frac{1}{2c_{cs}}$ párhuzamos rugók esetén) sorba van kapcsolva így: $c_e^* = c_t + c_{cs}$. A kritikus szögsebesség a fentiek figyelembevételével:

$$\omega_{krit}^* = \frac{1}{\sqrt{m(c_t + c_{cs})}}.$$



20.38. ábra. Kritikus fordulatszám tartományának meghatározása (ω_1 és ω_2)



20.39. ábra. Rugalmas csapágyazás

Ha a rugalmas csapágyazás csillapítást is tartalmaz (kenőolaj csillapító hatása, gumiba ágyazott csapágy) úgy annak hatását is figyelembe vehetjük.

A tengelyirányú terhelések hatása. A szerelési pontatlanságok, a működés közbeni nagy terhelő erők és nyomatékok befolyásolják a kritikus fordulatszámot. A 20.40. ábrán látható terhelési esetekre az erőhatások figyelembevételével (n_{krit}^*), és az anélkül számított kritikus fordulatszám (n_{krit}) viszonyát az

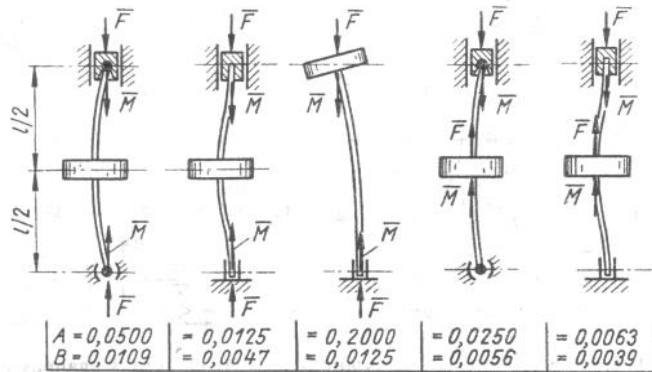
$$\frac{n_{krit}^*}{n_{krit}} = 1 \pm A \frac{Fl^2}{IE} - B \left(\frac{M_t l}{IE} \right)^2$$

adja meg. Az *A* és *B* tényezőket a 20.40. ábra alapján választjuk. Az összefüggés szerint a tengelyt terhelő nyomóerő csökkenti (–), a húzóerő növeli (+) a kritikus fordulatszámot. A csavarónyomaték minden esetben csökkentő hatású.

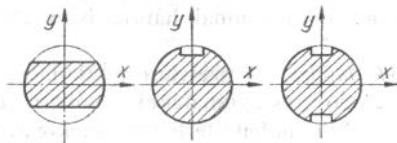
A hőmérséklet hatások figyelembevétele. A gépek egyrésze üzem közben felmelegedik. Természetesen ilyenkor a tengelyek is felmelegednek, s ekkor a rugalmassági modulus csökken és ennek következménye-

ként növekszik a rugóállandó; végeredményben a kritikus fordulatszám kisebb lesz, mint hideg állapotban. Acéltengely esetén a várható csökkenés:

- 20 °C-ról 100 °C-ra melegítve 0,5...1,5%,
- 20 °C-ról 200 °C-ra melegítve 1,0...6,0%,
- 20 °C-ról 300 °C-ra melegítve 2,0...10,0%.



20.40. ábra. Tengelyirányú terhelések hatása a kritikus fordulatszám értékére



20.41. ábra. Nem körszimmetrikus forgótengelyek

Nem körszimmetrikus forgótengelyek. Amikor a tengely nem körszimmetrikus (pl. 20.41. ábrán látható esetekben), úgy az x és y tengelyekre számított inercianyomaték nem egyenlő, tehát a számítható rugóállandó sem egyenlő. Ilyenkor két kritikus fordulatszám van, és az ezek közé eső fordulatszám tartomány a veszélyes. Az első rendű kritikus szögsebesség értékek:

$$\omega_{x \text{ krit}} = \frac{1}{\sqrt{mc_x}} \quad \text{és} \quad \omega_{y \text{ krit}} = \frac{1}{\sqrt{mc_y}}$$

A nem körszimmetrikus tengelyeknél jelentkezik egy másodrendű

kritikus szögsebesség, amelyik a

$$\Omega_{\text{krit}} = \frac{\omega_{x \text{ krit}} \cdot \omega_{y \text{ krit}}}{\sqrt{2(\omega_{x \text{ krit}}^2 + \omega_{y \text{ krit}}^2)}}$$

összefüggéssel határozható meg.

A csapágykenés hatása. A siklócsapágyak olajfilmje rugózó hatású és egyben csillapító jellegű. Összefoglalóan:

- az olajfilm mindig csökkenti a tengely kritikus fordulatszámát.
- a kritikus fordulatszám annál jobban csökken, minél merevebb a tengely, ill. minél nagyobb a csapágyhézag.

Az irodalom számítási módszereket és diagramot ajánl a csapágykenés figyelembevételére a kritikus fordulatszám meghatározásánál.

Megemlítjük még a pörgettyűhatás és a többletű forgótengelyek vizsgálatát. Ezek figyelembevételét az előzőekben említett irodalmak részletesen tárgyalják. A pörgettyűhatás azokban az esetekben jelentős, amikor a forgótömeg nem a tengely közepén helyezkedik el. A többletű forgótengelyek (turbinák, ventilátorok) esetén, és akkor, ha a forgórész nem tekinthető merevnek (turbogenerátorok), több kritikus fordulatszám van. Ezek közül a legkisebb – az ún. első kritikus – fordulatszám a legveszélyesebb.

A forgó mozgást végző elemek lengéseinek csökkentésére nagyon hatékony módszer a forgórészek kiegyensúlyozása. Az anyag inhomogenitása, a gyártási mérethibák, a különböző szerkezeti kialakítások (ékhorony, rögzítőcsavar stb.), a szerelési pontatlanságok okozzák, hogy a gépek forgórészeinek súlypontja nem esik a forgás tengelyébe. Ezeknek kiegyensúlyozása nagyon lényeges feladat. A továbbiakban az ún. statikus és az ún. dinamikus kiegyensúlyozást mutatjuk be.

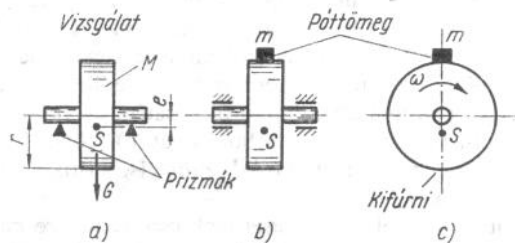
A statikus kiegyensúlyozás esetén azt szeretnénk elérni, hogy a forgórész súlypontja a forgástengelybe essen, (ill. egy megengedett értéknel kisebb legyen). A következő számpéldával szeretnénk bemutatni a statikus kiegyensúlyozatlanság következményeit. A 20.37. ábrán tárgyalt esetben az $e = 0,2 \text{ mm} = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ értékű legyen és a forgó tömeg 20 kp súlyú. Határozzuk meg $n_1 = 200 \text{ min}^{-1}$ és $n_2 = 10^4 \text{ min}^{-1}$ fordulatszámok eseteire a járulékos centrifugális erőket:

$$F_{c_1} = m e \omega_1^2 = m e \left(\frac{n_1}{9,55} \right)^2 = \frac{20}{9,81} 0,2 \cdot 10^{-3} \left(\frac{200}{9,51} \right)^2 = 0,18 \text{ kp}$$

és

$$F_{c_2} = \frac{20}{9,81} 0,2 \cdot 10^{-3} \left(\frac{10000}{9,51} \right)^2 = 423,7 \text{ kp.}$$

A kiszámított értékek önmagukért beszélnek. A fordulatszám növekedésével ezek a járulékos erőhatások nemcsak nyugvóterhelést okoznak a különböző szerkezeti elemekben, hanem rezgéskeltő hatásúak lehetnek, ezzel a gép egészének (és külön-külön a szerkezeti elemeknek is) csökkenik az üzembiztonságát és az élettartamát. A statikus kiegyensúlyozásnál a 20.42. ábrán látható pontosan beállított vízszintes prizmákra helyezük a kiegyenlítésre váró forgórészt és megvárjuk, amíg a forgórész beáll a számára legstabilabb helyzetbe. Ekkor a súlypontja a legmélyebb helyzetbe került. A szükséges kiegyensúlyozó tömeg nagyságát többnyire próbálkozással határozzuk meg; addig növeljük a nagyságát, amíg a forgórész bármelyik helyzetében egyensúlyban marad, amíg el nem érjük a közömbös egyensúlyi helyzetet.



20.42. ábra. Statikus kiegyensúlyozás

a) a forgórészt prizmákra helyezük; b) póttömeg elhelyezése; c) kiegyensúlyozás anyagkivétel (kifűrés)

Ha például a tárcsa palástjára szerelünk fel m_1 tömeget, úgy a kiegyensúlyozás a centrifugális erők egyensúlya alapján:

$$F_c = me\omega^2 = m_1 r \omega^2,$$

és a szükséges tömeg vagy súly:

$$m_1 = \frac{me}{r} \quad \text{vagy} \quad G_1 = \frac{Ge}{r}.$$

Legyen $r = 200$ mm, úgy az előző számpélda adataival:

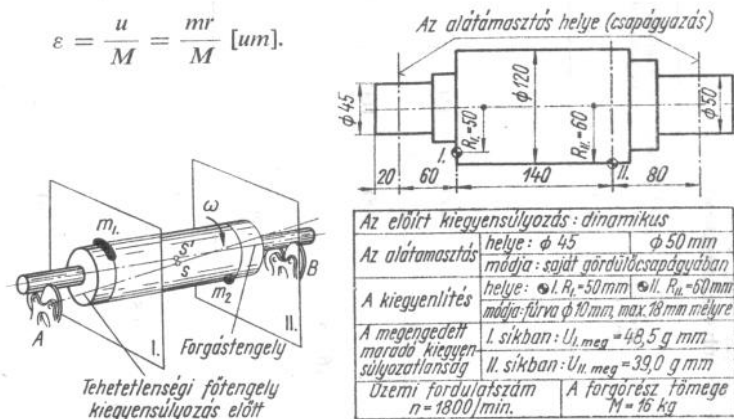
$$G_1 = \frac{20 \cdot 0,2}{200} = 0,01 \text{ kp.}$$

Megjegyezzük, hogy a kiegyensúlyozás elképzelhető a 20.42c ábrán jelzett helyen anyagkivétel (pl. kifűréssel), ez azonban nehezebben valósítható meg a gyakorlatban.

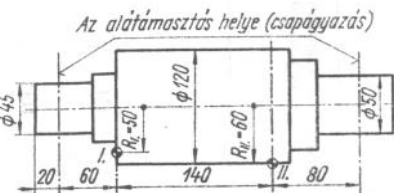
A dinamikus kiegyensúlyozás esetén az a feladatunk, hogy a forgórész tehetetlenségi főtengelei és a forgástengely egybeessen. Ezt a gyakorlatban kiegyensúlyozó gépek segítségével végezzük el.

Az eljárás lényege, hogy a kiegyensúlyozó síkokban tömegeket kell elhelyezni (van rá eset, hogy elvenni!) A 20.43. ábra szerint a I. és II. kiegyensúlyozó síkokban m_I és m_{II} tömegeket kell elhelyezni a forgástengelytől r_I illetve r_{II} távolságban. A kiegyensúlyozatlanság abszolút mértéke az $u_I = m_I \cdot r_I$, ill. a $u_{II} = m_{II} \cdot r_{II}$ kifejezéssel határozható meg. Szokás a kiegyensúlyozatlanság relatív mértékét is meghatározni:

$$\varepsilon = \frac{u}{M} = \frac{mr}{M} \quad [um].$$



20.43. ábra. Dinamikus kiegyensúlyozás



Az előírt kiegyensúlyozás: dinamikus	
Az alátámasztás	helye: $\phi 45$ $\phi 50$ mm módja: saját gördülőcsapágyakban
A kiegyenlítés	helye: $\odot I, R_I=50$ mm $\odot II, R_{II}=60$ mm módja: fűrés $\phi 10$ mm, max. 28 mm mélyre
A megengedett maradék kiegyensúlyozatlanság	I. síkban: $U_{I, meg} = 48,5$ g mm II. síkban: $U_{II, meg} = 39,0$ g mm
Üzemi fordulatszám $n = 1800$ /min.	A forgórész tömege $M = 16$ kg

20.44. ábra. Kiegyensúlyozási utasítás

A 20.14. táblázat a súlypontsebesség $\left(v_s = \frac{e\omega}{1000} \frac{mm}{s} \right)$ függvényében adja meg a különböző minőségi osztályoknál a kiegyensúlyozatlanság relatív mértékét.

A 20.44. ábra és a hozzátartozó táblázat összefoglalóan adja meg a kiegyensúlyozási utasítást és tudnivalókat egy tengely esetén.

Hajlító lengések. Az egyenes vonalú lengésekre levezetett fogalmak értelemszerűen alkalmazhatók torziós lengésekre. Hasonlóképpen járunk el hajlító lengések esetén is. Fizikai megfontolás alapján és a matematikai hasonlóság alapján következtetünk, ill. alkalmazzuk az egyenes vonalú lengés tárgyalása során megismert fogalmakat, tételeket a hajlító lengésekre.

Irányértékek a megengedett maradó kiegyensúlyozatlanságra

Minőségi osztály	A forgórész rendelkezése	Pontsebesség, v_B , mm/s	A kiegyensúlyozatlanság relatív mértéke, ϵ , μm , ha a percenkénti fordulatszám				
			300	950	3000	9500	30 000
G 40	Autókerekek, keréktárcsák, csuklós tengelyek. Személygépkocsik, teher- autók és vontatómotorok forgattyús hajtóműve	...	1250	400	125		
		40...16	500	160	50		
G 16	Különlétebb csuklós ten- gelyek. Aprító- és mező- gazdasági gépek alkatré- szei. Személy- és teher- gépkocsik, vontatók for- gattyús tengelye	16...6,3	500	160	50	16	
			200	63	20	6,3	
G 6,3	Centrifuga dobok, ventilá- torok, lendkerekek, centri- fugál szivattyúk. Meg- munkáló és szerszámgépek alkatrészei. Villamos mo- torok forgórészei. Külön- leges forgattyús tengelyek	6,3...2,5	200	63	20	6,3	2
			80	25	8	2,5	0,8

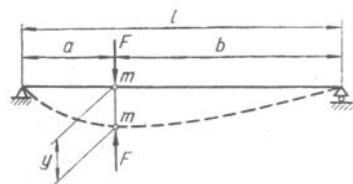
G 2,5	Sugárhajtóművek forgó- részei. Gáz- és gőzturbinák turbófeltöltők. Szerszám- gépek fő hajtóműve. Kö- zeps és nagy villany motorok forgó részei, ha a követelmények különlege- sek. Kis motorok forgó részei	2,3...1	25	8	2,5	0,8
			10	3,15	1	0,315
G 1 Finom kiegyen- súlyozás	Lemezhajtások és magneto- fonok hajtóműve, köszö- rűgépek. Különlétebb kö- vetelményű kis motorok forgórésze	1...0,4		3,15	1	0,315
				1,25	0,4	0,125
G 0,4 Fokozott finomság	Pontossági köszörők forgó része, tengelye, tárcsája; pörgettyők	0,4...0,16		1,25	0,4	0,125
				0,5	0,16	0,05

Megjegyzés:

Ha a merev forgó részt két síkban egyensúlyozzák ki, akkor — kiegyensúlyozó síkonként — az irányérték fele engedhető meg. Tárcsa alakú forgó részek egy síkban végzett kiegyensúlyozásakor a teljes érték számít

A lengést akkor mondjuk hajlítólengésnek, amikor a rugó lengésből származó igénybevétele főként hajlítás. Ilyen lengéseket végeznek a motorokat alátámasztó tartók, kocsi- és daruhidak stb.

A 20.45. ábrán látható kéttámaszú tartó tömegét hanyagoljuk el, anyagának rugalmassági modulusa legyen E , szelvényének másodrendű nyomatéka I , és legyen körszimmetrikus.



20.45. ábra. Hajlítólengések értelmezése

A vizsgált lengőrendszer egytömegű. Legyen a lehajlás, amit az m tömeg helyén elhelyezett 1 kp erő okoz: η . Ekkor η a rugóállandóval egyenlő. A 20.15. táblázat különböző hajlított tartók eseteire a rugóállandójának meghatározására alkalmas.

Ha a lehajlás y , az erő, ami ezt okozta:

$F = \frac{y}{\eta}$ hasonlóan az egyenes vonalú lengéshez. Ebben az esetben az m tömegre ugyanakkora, de ellenkező irányú erő hat (ellenkező értelmű visszatérítő erő).

Az erők látszólagos egyensúlya alapján keressük a megoldást, a jelenséget leíró mozgásegyenletet. Az egyenlet megoldása hasonló az egyenes vonalú lengésnél megismerttel:

$$y = K \sin(\alpha t + \varepsilon),$$

ahol $\alpha = \sqrt{\frac{1}{m\eta}}$, és a lengés saját frekvenciáját jelenti.

A lengésidő:

$$T = \frac{2\pi}{\alpha} = 2\pi\sqrt{m\xi}.$$

A percnkénti lengésszám:

$$n \approx 9,55\alpha.$$

A megoldás ugyanaz, mint az egytömegű, egyenes vonalú lengésnél.

20.15. táblázat

Állandó keresztmetszetű hajlított tartók rugalmas alakváltozásának összefüggései

A tartó vázlatára és méreteire (IE a keresztmetszet hajlítómerevsége)		$\frac{b^2(3a+4b)}{12IE}$	$\frac{7l^3}{96IE}$	$\frac{a+4b}{4IE}$	$\frac{5l}{8IE}$
		$\frac{(a+b)b^2}{3IE}$	$\frac{l^3}{12IE}$	$\frac{a+3b}{3IE}$	$\frac{2l}{3IE}$
Az F erő támaszpontjának elmozdulása egységnyi (F = 1 kp) erő hatására		$\frac{a^2b^3}{3IE(a+b)^3}$	$\frac{l^3}{192IE}$	$\frac{ab(a^2-ab+b^2)}{IE(a+b)^3}$	$\frac{l}{16IE}$
		$\frac{a^3b^3(3a+4b)}{12IE(a+b)^3}$	$\frac{7l^3}{768IE}$	$\frac{a(a^2+4b^2)}{4IE(a+b)^3}$	$\frac{5l}{64IE}$
Szögelfordulás egységnyi (M = 1 cm-kp) nyomaték hatására		$\frac{a^2b^2}{3IE(a+b)}$	$\frac{l^3}{48IE}$	$\frac{a^2-ab+b^2}{3IE(a+b)}$	$\frac{l}{12IE}$
		$\frac{a^2b^2}{3IE(a+b)}$	$\frac{l^3}{48IE}$	$\frac{a^2-ab+b^2}{3IE(a+b)}$	$\frac{l}{12IE}$

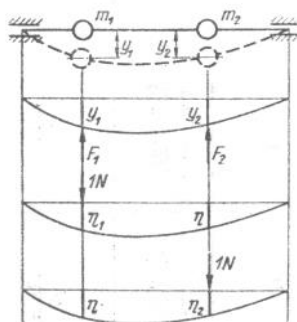
Ha a tengelyen több tömeg van, alkalmaznunk kell a *Maxwell*-féle felcserélhetőségi tételt az egyes tömegek helyén adódó elmozdulások (lehajlások) meghatározására. A *Maxwell*-féle felcserélhetőségi tétel értelmében az m_1 tömeg helyén ható 1kp erő éppen annyival mozdítja el az m_2 tömeget, mint az m_2 helyén ható 1kp erő az m_1 -et.

A vizsgálatot kéttömegű rendszerre végezzük el. (20.46. ábra). Az előzőek alapján az elmozdulások F_1 és F_2 erőterhelések esetén:

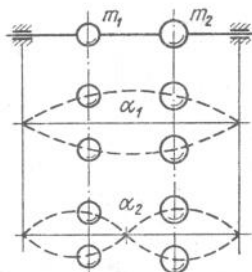
$$y_1 = F_1 \eta_1 + F_2 \eta$$

és

$$y_2 = F_1 \eta + F_2 \eta_2.$$



20.46. ábra. Hajlítólengések kéttömegű rendszerben



20.47. ábra. Csomópontok keletkezése hajlítólengést végző rendszerben

A két egyenletből meghatározhatjuk F_1 és F_2 erők nagyságát, akkor ha a megengedett alakváltozások (lehajlások) y_1 és y_2 értékűek, — továbbá a rugóállandók ismertek. Az egyenletek megoldása:

$$F_1 = \frac{y_1 \eta_2 - y_2 \eta}{\eta_1 \eta_2 - \eta^2} \quad \text{és} \quad F_2 = \frac{y_2 \eta_1 - y_1 \eta}{\eta_1 \eta_2 - \eta^2}.$$

A mozgásegyenletek alapján pedig a következő jellegzetes egyenletet kapjuk:

$$m_1 m_2 (\eta_1 \eta_2 - \eta^2) \alpha^4 - (m_1 \eta_1 + m_2 \eta_2) \alpha^2 = 0.$$

A karakterisztikus egyenletnek két gyöke van, lassúbb lengés esetén a két tömeg mozgása (kitérése és sebessége) azonos értelmű, gyorsabb lengés esetében a két tömeg kitérése és sebessége ellentétes értelmű. Ekkor a két tömeg között csomópont van, ami azt jelenti, hogy a tengelyeknek ez a keresztmetszete nyugalomban marad (20.47. ábra).

Összekapcsolt gépcsoport forgásegyenlőtlenségének meghatározása.

A 20.48. ábra erőgép és munkagép tengelykapcsolóval történő összekapcsolásának modelljét mutatja. A tengelykapcsoló tehetetlenségi nyomatékát elhanyagoltuk; az összekapcsolt gépeket J_1 -el és J_2 -vel jelöltük, és ezek után mint kéttömegű lengőrendszert vizsgálhatjuk a gépcsoportot. A tengelykapcsolónak c a torziós rugóállandója és k a csillapítás tényezője. Az ilyen jellegű gépcsoportok lengéstani vizsgálatát a 25. fejezetben részletesen tárgyaljuk. Jelen fejezetben a forgás egyenlőtlenségének meghatározásával foglalkozunk. A gépcsoport ω_0 közepes szögsebességgel forog. A hajtás folyamatos üzeméhez szükséges nyomaték periodikusan ingadozik:

$$M = M_0 + M_1 \sin \omega t.$$

A nyomaték változó összetevőjének amplitúdója függ a kapcsolatban levő gépek jellegétől, a frekvenciája pedig kapcsolatban van az ω_0 közepes szögsebességgel. A gépcsoport mozgásának kinematikai jellemzője az egyenlőtlenségi foka:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{közép}}} = \frac{\Delta \omega}{\omega_0},$$

ahol $\Delta \omega$ = a forgás szögsebességének legnagyobb eltérése és $\omega_0 = \omega_{\text{közép}}$ a közepes szögsebesség. A gyakorlatban elfogadott egyenlőtlenségek szokásos értékei:

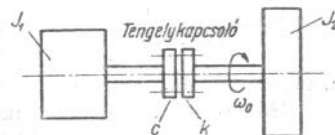
Szivattyúk, fűrök $\delta = \frac{1}{5} \dots \frac{1}{30}$;

Szerszám, textil és papírgyártó gépek $\delta = \frac{1}{40} \dots \frac{1}{50}$;

Fonógépek $\delta = \frac{1}{60} \dots \frac{1}{100}$;

Egyenáramú gépek $\delta = \frac{1}{100} \dots \frac{1}{200}$;

Váltakozóáramú gépek $\delta = \frac{1}{200} \dots \frac{1}{300}$;



20.48. ábra. Gépcsoport egyenlőtlenségének vizsgálata

Járműmotorok

$$\delta = \frac{1}{200} \dots \frac{1}{300};$$

Repülőgép-motorok

$$\delta = \frac{1}{1000} \dots \frac{1}{2000}.$$

A gépcsoport járásának egyenlőtlensége lengéstani (dinamikai) meghatározás alapján:

$$\delta = \frac{2M_i}{(J_1 + J_2)\omega_0^2} \nu,$$

ahol ν a nagyítási tényező.

Ha egy gépcsoport járásának egyenlőtlenségét csökkenteni akarjuk (egyenletesebb járást akarunk) biztosítani, úgy adott M_i és ω_0 értékek betartása esetén a J_1 vagy J_2 növelésével ezt elérhetjük. Arra a géprészre célszerű lendítőkereket felszerelni, amelyek az egyenlőtlenséget okozza.

A rezgések és lengések megítélésének gyakorlati szempontjai. A gépek, szerkezetek és különböző berendezések lengésére vonatkozó jellemzők meghatározása az előzőekben tárgyalt modellek segítségével számítási módszerekkel lehetséges. Természetesen ennek az az előfeltétele hogy a modell valamennyi elemének kiindulási adatai ismertek legyenek és a modell felépítése alkalmas legyen a valóságos viszonyok vizsgálatára. A számítási módszerekhez a kiindulási adatok ismeretét nagyrészt kísérleti vizsgálatok — többnyire műszeres mérések — elvégzésével nyerjük.

A kísérleti vizsgálatoknak a működő gépek, a megépített szerkezetek egészére vonatkozó lengéstani jellemzők meghatározásában még döntőbb szerepe van, el kell döntenie a rendeltetészerű alkalmasságot, ill. javaslatot kell tennie, hogy milyen módosítás szükséges annak elérésére. A kísérleti vizsgálatokat — az eszközeiket a módszereiket és ezek választékát — e könyvben nem közöljük, utalunk az irodalmak bőséges, a témával foglalkozó elméleti és gyakorlati fejezeteire.

Akár számítási, akár kísérleti eredmények alapján kell eldönteni a gép, a berendezés, a szerkezet alkalmasságát a rendeltetészerű használatra; az összehasonlítás miatt szükségünk van a lengések veszélyességének megítélésére vonatkozó minősítésre. Ennek keretében vizsgálunk kell a szerkezet és géprezgéseket, ennek környezeti hatásait az üzembiztonságra, és kiemelve az emberre gyakorolt hatásokat.

A lengések leggyakrabban előforduló káros hatásai:

— A gépalkatrészekben a járulékos ismétlődő igénybevételek hatására fáradásos törés következhet be.

— A különböző gépelemek elhasználódása rövidebb idő után következik be.

— A gépek (akár erőgép, akár munkagép) által keltett lengések az épületekre is káros lehet, a falak megrepedhetnek, a földem leszakadhat stb.

— A rezgéskeltő gépek és berendezések környezetében a munkagépek termékeinek minősége romlik. A mérőberendezések hibásan mérnek, sőt elromolhatnak, így is veszélyeztetik az előállított termékek minőségét.

— A közúti járművek lengései a stabilitás, a kormányozhatóság romlását idézik elő. A vasúti járművek kisiklási veszélye mellett, a szállítmány sérülésével is számolni kell.

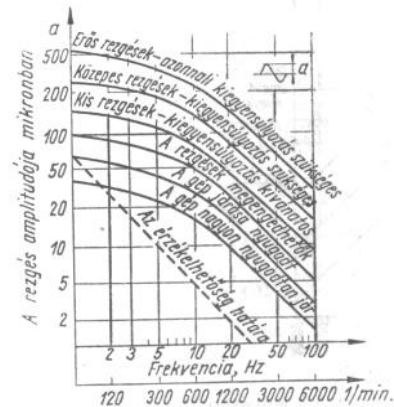
— A rezgések egyrészt mechanikai, másrészt idegrendszeri igénybevételt jelentenek az emberi szervezetnek.

— A rezgő környezetben dolgozók a munkájukat nem tudják kellő minőséggel és teljesítménnyel ellátni.

— A rezgést végző géprezések egyben zajkeltőként is szerepelnek, amelynek hatása nagyon kedvezőtlen az emberi szervezetre.

— A járművek lengései a kényelem romlását okozhatják, és a járművezetőjének lecsökkenhet a figyelme.

A szakirodalomban jelenleg a VDI által kiadott 2056 és 2057 jelű irányelvek azok, amelyeknek az elméleti megfontoláson kívül tapasztalati adatgyűjtésre támaszkodó alapja van. A 20.49. ábrán *Rathbone* 1939-ben közölt diagramját fogadták el kiindulási alapként. A diagram a frekvencia (Hz), ill. a percenkénti lengésszám függvényében adja meg



20.49. ábra. *Rathbone* diagramja

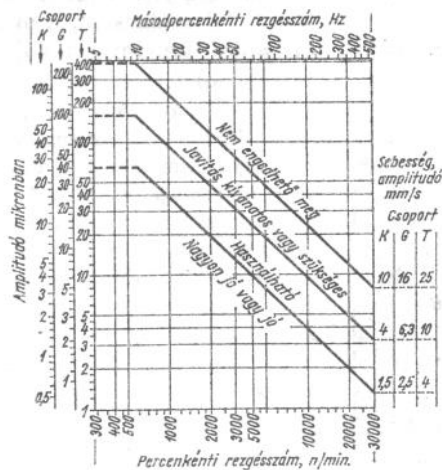
a rezgés amplitúdóját, utalva a gép járására, ill. a szükséges intézkedésre az adott rezgés esetén.

A 20.50. ábrán levő diagram a frekvencia, ill. a perccenkénti lengésszámú függvényében, és a lengőmozgás legnagyobb sebességének, mint a lengés csoport beosztására legalkalmasabb jellemző segítségével adjuk meg a lengésamplitúdó nagyságát a csoportnak megfelelő skálán. Az irányelvekben a gépeket öt csoportba sorolták (a 20.49. ábrán csak az első háromra vonatkozó diagram látható), és ezekre a következő előírásokat adták meg:

K csoport: Erő és munkagépek olyan hajtómű részei, amelyek üzem közben mereven rá vannak építve a gépre. Ezek főleg a sorozatban gyártott elektromotorok (50 kW-ig), amelyekre nincs különösebb követelmény. Ide tartoznak még a különösebb alapzat nélkül helyállón felállított gépek (300 kW-ig), ha csak forgó alkatrészüik van.

G csoport: Nagyobb erő és munkagépek, ha ezeknek csak forgó alkatrészeik vannak és merev nehéz alapra történik a szerelésük, amely a vizsgált lengéssírányban föléhangolt.

T csoport: Nagyobb erő és munkagépek, amelyekben a tömegek csak körmozgást (forgómozgást) végeznek (pl. turbó gépcsoportok), és ha ezek különleges könnyű építésmódnak megfelelő, a kérdéses lengéssírányban aláhangolt alapra vannak felszerelve.



20.50. ábra. Gépek csoportbeosztása a lengéstani jellemzők alapján

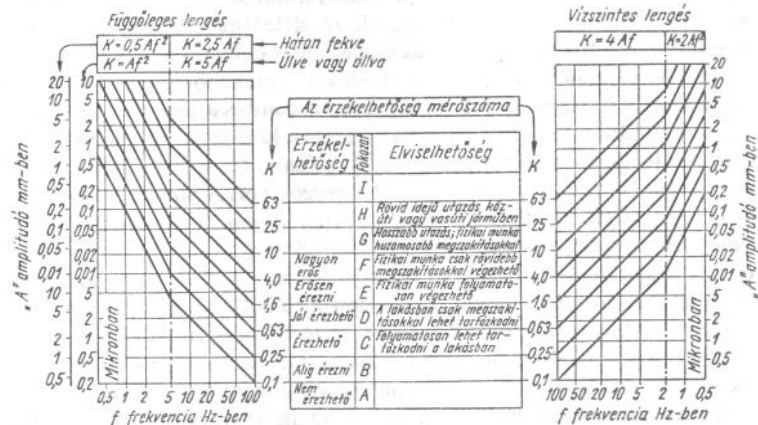
D csoport: Gépek és hajtóművek, amelyekben az alternáló (ide-oda) mozgást végző tömegek nem egyenlíthetők ki tökéletesen. Ilyenek pl. a stabil belsőégésű motorok, a hajógépek, a dugattyús kompresszorok.

S csoport: Aláhangoltan lengésszigetelt, tehát lágy rugókra helyezett gépek, amelyekben az alternáló mozgást végző tömegek nem egyenlíthetők ki. Ide soroljuk még azokat a gépeket, amelyeknek lazán felerősített forgó tömegeik vannak (pl. malmok verőengelyei), valamint azokat, amelyek önmagukban szabadon működnek pl. centrifugák, lengőszíták, dinamikus anyagvizsgáló gépek, a gyártástechnika vibrációs munkagépei.

A D és S csoportok érthetően nem szerepelnek a diagramban, mivel ezekre külön vizsgálattal megállapított — nagyobb rezgésértékek — engedhetők meg, a K, G és T csoportokkal szemben, amelyeknél egyértelmű lengéstani előírások vannak.

A lengések élettani hatásának minősítésére a 20.51. ábra táblázatában megadott A—I betűkkel történik a különböző fokozatok megállapítása. Az ábra diagramjai Dieckmann kísérletei alapján készültek. Az érzékelhetőség mérőszámát K-val jelölték és a kis frekvenciájú lengéseknél (függőlegesen 5 Hz-ig, vízszintesen 2 Hz-ig) a mozgás gyorsulásával arányos, majd — a töréspont után — a legnagyobb sebesség értékétől függ a nagysága.

A gépjárművek lengéseinek vizsgálatánál kiindulási jellemzőként a lengésnek az emberi szervezetre gyakorolt hatását kell figyelembe venni, mert ez — amellet, hogy a legfontosabb — egyben a többi kihatást is



20.51. ábra. A lengések élettani hatásai

meghatározza. A gépjárművezető ugyanis az adott útviszonyoknak megfelelően ösztönösen szabályozza a gépjármű sebességét (be akarja tartani az emberi szervezetre kedvező lengést), és ez a gépjármű igénybevételét is megszabja. Érdekességképpen említjük meg, hogy napjainkban a különböző modellfelépítésű „gépjárművek” lengésvizsgálata ugyanazt a gépjármű önlengésszámot adta, mint amelyet a gyalogos ember „önlengésszámának” meghatározása adott. Tudniillik a gyalogos ember haladás közben szintén hullámmozgást végez, minden lépésnél (ismétlődésnél) a test emelkedik, ill. süllyed. Ha átlag 75 cm-t lépő gyalogost vizsgáljuk, úgy különböző sebességeknél a következőképpen alakul a percenkénti lépésszám az „önlengésszám”:

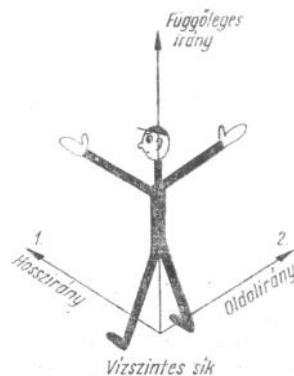
$v \left[\frac{km}{h} \right]$	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
lengés min	67	78	89	100	122

Az természetes, hogy az évezredek alatt az ember ehhez a függőleges lengésszámhoz szokott hozzá a legjobban, tehát ezt tűri el leginkább. Érdekes, hogy különböző módszerekkel meghatározott korszerű gépjárművek önlengésszáma a fenti határok közé esik.

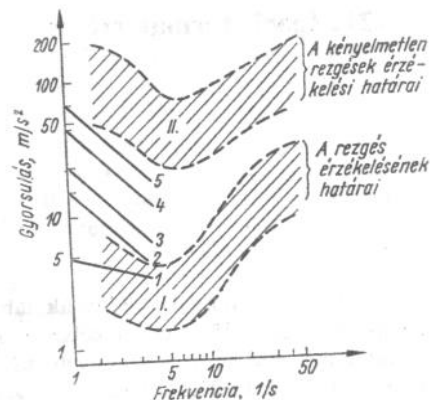
Külön kell foglalkozni a gépalapok és az egyes gépekre megengedett rezgésvizsgálatával.

Megjegyezzük, hogy a gépalapok méretezésével kapcsolatos szabványok az MSZ 15000–15009-ban találhatók. Utalunk az irodalomjegyzékben közölt művekre, amelyek részletes elméleti és gyakorlati útmutatást nyújtanak az ilyen érdeklődésű szakembereknek.

A 200 m/min-nél nagyobb sebességgel közlekedő gyors-személyfelvonókban az utazási kényelem nagymérvű romlását okozzák a menetközbeni oldalirányú rezgések. Japán kutatók kísérletei megállapították, hogy a felvonókban tartózkodó utasok a függőleges irányú rezgéseket, könnyebben viselik el, mint a vízszintes rezgéseket. A vízszintes rezgések – az utashoz viszonyítva – lehetnek hosszirányúak (1) és oldalirányúak (2) a 20.52. ábrán jelöltek szerint. A 150–200 m/min sebességű utasok érzéketlenség az oldalirányú rezgésekre, de az ezt meghaladó sebességek esetén fokozódik ezek kényelemrontó hatása. A magas épületek elterjedése különböző követelmények kielégítését igényeli; ezek közül az egyik a gyorsfelvonók kifejlesztése. Ezeknek a gyorsfelvonóknak (megemlítjük hogy a Hitachi-cég már egy 540 m/min sebességű felvonó terveit is kidolgozta) is ki kell elégíteniük az utasok megfelelő kényelmét. A felvonókban kialakuló rezgésekkel szembeni emberi érzékenység



20.52. ábra. Felvonóban tartózkodó utasra ható rezgések



20.53. ábra. Emberi érzékenység tapasztalati értékei

tapasztalati (kísérleti) értékeit tartalmazza a 20.53. ábrán látható diagram. A két ferdén vonalkázott terület (I) és (II) azt a határterületet jelenti, amely az egyes emberi érzékelések különbségeiből származnak. A kísérletek eredményeiből (az ábra értékeiből) kiderül, hogy a legérzékenyebb frekvencia-sáv a 4...7 Hz-nek megfelelő, mivel a legkisebb oldalirányú rezgés gyorsulás értékekhez tartozó határgörbe értékek ebben az intervallumban találhatóak. A 4 Hz alatti és a 7 Hz feletti területek rezgés-gyorsulás értékei nagyobbak, mint a 4...7 Hz intervallumban.

A tapasztalat alapján öt osztályba soroljuk a kényelem jellemzőit. Az 1 az igen jó, a 2 az igen jót megközelítő, 3 a jó, 4 kissé kényelmetlen, 5 kényelmetlen elnevezéseket javasolják a 20.53. ábra alapján. Az irodalomban közölt javaslat szerint, ha a 20.53. ábrán közölt (I) terület felsőhatáránál alacsonyabb a felvonó oldalirányú rezgés-gyorsulása, úgy ennek figyelembevételére nincs szükség. Amennyiben a rezgés jellemzők alapján, az utas érzékelné a rezgéseket, de kellemetlenség nem okozna neki akkor a tervezési elv szerint úgy kell méretezni, hogy a (II) terület alsóhatárértékének felénél nagyobb rezgés gyorsulás ne keletkezzék oldalirányban.

A Hitachi-cég vizsgálata részletesen foglalkozik az oldalirányú rezgéseket előidéző hatásokkal és azok csökkentésének lehetőségeivel. A rezgést előidéző hatások közül kiemelten vizsgálja; a vezetősín alakváltozásainak befolyását, a görgösvezetők rezgés-szigetelési képességét, a felvonó-fülke merevségét, a kötelek rezgéseit és a felvonófülke körüli nyomásviszonyok megváltozását.

21. Ipari formatervezés

A használati tárgyainktól és általában az ipari termékektől az igényeinknek megfelelően előírt célszerű működés tökéletes kielégítését kívánjuk meg. Ez az alapvető követelmény, de emellett nem elhanyagolható a gazdaságos előállíthatóság és az izléses, az esztétikus kialakítás. Napjainkban egy új gépet — de nem egyszer a szerkezeti elemeket is — a célszerűség, a gazdaságosság, és a tudatos esztétikus formálás alapján ítélünk meg. Az, hogy ez mennyire vonatkozik a hétköznapi tárgyaink mellett a munkahelyünkön használtakra és alkalmazottakra is elég, utalnunk arra, hogy a munkahelyen ért esztétikai hatások az érzelmi életre, az erkölcsi szemléletre, és a jellem alakulására is befolyással vannak. A munkahelyen töltjük életünk harmadát, ezért nem mindegy, hogy ott milyen körülményeket teremtünk meg. Az örömmel végzett munka kiható a termelésre, és a jó munkahelyi légkörre. A kedvező körülmények több tényezőtől függenek. Ezek között egyik a tudatos esztétikai kialakítás megvalósítása.

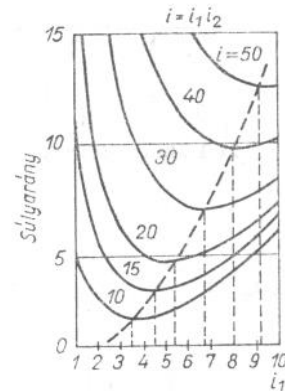
Az „ipari szépségre” törekvés az izléses kialakítás nem lehet valami öncélú utólagos kozmetikázás. Csak a tárgyilagos vizsgálat; a gép (vagy szerkezet) működésének ismeretére épülő, a megmunkálási módhoz idomuló, az ember és a gép kapcsolatát helyesen tükröző, a célszerűség, a szépség, a gazdaságosság, harmonikus egységét egyesítő szépség megvalósítása lehet feladata a tervezőnek. A gyakorlatban a tervező és a formatervező művész közös (és elválaszthatatlan) munkájával alakul ki az esztétikus, az izléses külsejű szerkezet.

Ha nem alakul ki a géptervező és a formatervező között összhang akkor szélsőséges túlzások adódhatnak. A „csúnyát nehéz eladni” vagy a „rosszul eladható csúnyaság” valóban hatásos jelszavakat nem szabad fetisizálni. Ha csak ezek alapján történne a formakialakítás akkor rövid életű — sőt nem egyszer giccses — divat válna uralkodóvá a termékek előállításakor. Az izléses formaadás (elmenve egészen a „merész, de még elfogadható” kialakításig) nem könnyű feladat. Ezért szükséges, hogy a géptervező látásmódjában benne legyen az „ipari szépre” törekvés.

A szépség olyan legyen, hogy a gép (a szerkezet) megértését segítse elő, kiemelje a helyes konstrukció megvalósulását. Gyakori, hogy ahol valami „csúnyaság” van ott egyben konstrukciós hiányosság is felfedhető.

A következőkben olyan formatervezési irányelveket közlünk, amelyeknek figyelembevétele alapvető fontosságú.

Minimális térfogat elve. Egy esztétikailag helyesen kialakított gép (szerkezet) részei úgy legyenek elhelyezve, hogy zárt egységes összenyomást nyújtsanak és a lehető legkisebb térfogatot foglalják el. Természetesen ez a törekvés nem mehet a kezelhetőség, a működés, a karbantartás rovására. Arra kell törekedni, hogy ez az alapelv összhangban legyen a minimális költségek (anyag, munkabér, általános költségek) és a minimális súly elérésének célkitűzésével. Említésre méltó a különböző anyagtakarékos lehetőségek felhasználása (lásd a 14. fejezetben), és az önhordó szerkezetek alkalmazása stb. Jó példa a lehetőségek alapos elemzésére egy kétfokozatú ipari hajtómű optimális elsőfokozatbeli módosításának meghatározására szolgáló diagram (21.1. ábra). Az ábrán látható, hogy minden össz-módosításhoz ($i = i_1 i_2$) tartozik egy optimális rész módosítás (i_1), amelynél a súly és így az elérhető térfogat is minimális. A szaggatott vonal az optimális pontok összekötésének eredménye.



21.1. ábra. Kétfokozatú fogaskerék-hajtómű legkisebb súlyú kialakítása a módosítás optimális felosztása alapján

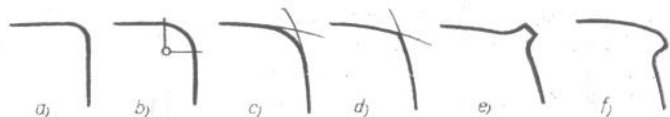
Formaegyszerűség elve. A gép (szerkezet) formája legyen határozott és egyszerű. Ez az igény nemcsak esztétikai, hanem a gyártási módnak is egyenes következménye.

Felületek, keresztmetszet, átmenetek, szerkezeti kialakítások formatervezése. A felületeknél nagyon előnyös az enyhén domborított kialakítás. Ez egyébként még merevítő és rezgéscsökkentő hatású is. A széleken alkalmazott lekerekítés nagyságát az alkalmazott anyag és a gyártástechnológia mellett a „divatos vonalvezetés” is megszabja. A 21.2. ábrán gyakori szelvény alkalmazásokat szemléltetünk. Az a és b merev külsőt kölcsönöz, a c a természetben észlelt átmenetekhez közel álló, d esetben a „sarokban” kis lekerekítés van ezáltal a formát jobban érzékelhetővé teszi, az e és f határozottá teszik a formát, de gyártási gondokat okozhatnak.

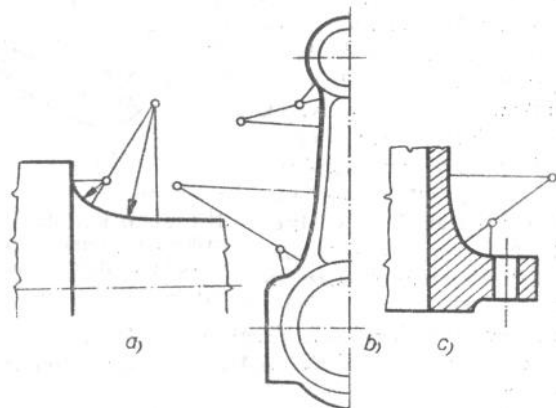
A látási törvényeknek megfelelően a szem tehetetlensége miatt a

derékszögű törést nehezen követi (nagyobbak látja), viszont könnyen követi az olyan vonalakat, melyekben a görbület változása valamely törvényszerűséget követ (kör, ellipszis, parabola stb.)

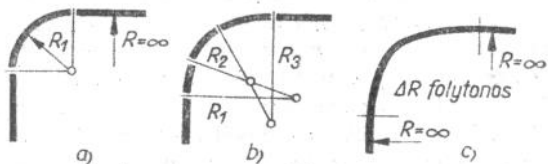
A vonalak vezetésénél az egyszerű lekerekítésnél (21.3a ábra) kedvezőbb a több körívvel (b ábra), és még kedvezőbb a folytonos görbületváltozású görbékkel történő csatlakoztatás (c ábra). Ezek az átmenetek nemcsak a látási törvénynek felelnek meg kedvezően, hanem a feszültséggyűjtő hatás alakulására (21.4. ábra), és dinamikai hatások ébredésére



21.2. ábra. Felületek csatlakozó szelvényeinek különböző típusai



21.3. ábra. Különböző görbület átmenetek



21.4. ábra. Keresztmetszet átmenetknél alkalmazott görbületek célszerű kialakítása

is jelentős befolyással vannak. Ez utóbbinál pl. egy vasúti sín egyenesből és körívvel kialakított vezetésénél a hirtelen fellépő centrifugális gyorsulás nagy oldalirányú tömegeket ébreszt.

Kísérletek igazolták, hogy az öntvényeknél nagy falvastagság különbséget a szívódási repedés keletkezésének meggátolása miatt folyamatos átmenettel kell készíteni. A 14. fejezetben már említettük, hogy a csepp alakú tartály egyenszilárdságú és gazdaságos. A meridián görbéje folyamatos görbületváltozású és ezért esztétikus.

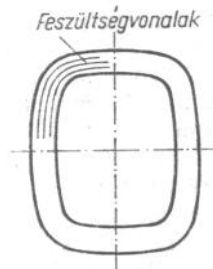
Megemlítjük az egyenszilárdságú szerkezetek esztétikus alakját (pl. 7. és 8. fejezetek), utalva arra, hogy a szép forma feszültség és alakváltozás kialakulás szerint is kedvező. Az egyenszilárdságú alakra törekvés és az átmenetek folyamatos kialakítása nemcsak a szemnek tetszetősebb, hanem műszakilag is jobb megoldásúak (pl. lengéstanilag kedvezőbb jellemzőjűek). A 21.5. ábrán egy üreges szelvényt szemléltetünk, amely hajlításra és csavarásra is kedvező kialakítású, mivel a folyamatos görbület változás törés nélküli átmenetet biztosít és ezért nem okoz helyi feszültségnövekedést.

Évezredes ismerete az embernek, hogy a szem könnyen és esztétikusan szemléli az olyan távolságokat, amelyeknek a méretei a 0,618 : 1 arányban vannak felosztva. Ez tulajdonképpen az „arany metszés” törvénye. Ezt szakaszra értelmezve azt jelenti, hogy a kisebbik rész úgy aránylik a nagyobbikhoz, mint a nagyobbik az egész szakaszhoz (21.6. ábra). Ez alapján:

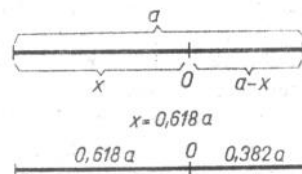
$$(a-x) : x = x : a$$

Ebből $x = 0,618a$.

Az arany metszés nem misztikus geometriai és matematikai összefüggést határoz meg, hanem a természetben megtalálható kapcsolatot fejez ki. Az arany metszés a természettől ellesett csodálatos törvényszerűség, „élet-jelkép”. Példa erre a növények fejlődése (például az újhajtások sarjadása) vagy a termés elhelyezkedése (például a napraforgó



21.5. ábra. Folyamatos görbületű üreges szelvényt szemléltetünk, amely hajlításra és csavarásra is kedvező kialakítású



21.6. ábra. Szakasz aranymetszéssel történő felosztása

tányérján található spirálok). Állatvilágban is gyakran felfedezhetjük az aranymetszés törvényszerűségét. Így pl. a Nautilus nevű tengeri csiga 0 középponton átmenő „házmetsete” a csigavonal rajzolatát úgy metszi, hogy az aranymetszés törvénye felírható a metsetre.

Az aranymetszés törvénye érvényesül (és nem véletlenül!) a tengelyekre szerelt tárcsák, fogaskerek, tengelykapcsolók stb. agy falvastagságának meghatározásánál. Ha szilárdságtanilag azonos teherbírási történik a méretezés, és az anyagokra vonatkozó megengedett feszültséggel végezzük el a számítást (figyelembe véve bizonyos gyengítő és feszültség koncentráció hatást), akkor $v = 0,30 \dots 0,35d$ falvastagság meghatározó összefüggést ajánl a műszaki irodalom acéltengely és öntöttvas „agy” esetére. Más anyagpár esetén, vagy ha nem azonos teherbírási méretezést végzünk, akkor természetesen a falvastagság mértéke a közöltől eltérő lehet. Akár túl vékony, akár túlzottan erős benyomást kelt az agy méret úgy a szemlélő műszaki érteke berzenkedik a konstrukcióval szemben. Ha $v = 0,30 \dots 0,35d$ közötti falvastagságú szerkezeti kialakítást szemlélünk, akkor a *technikai szépség* igényünk is megnyugszik. Ez nem véletlen! Ha az aranymetszésnél értelmezett arányfelosztással végezzük el a tengely – agy méret meghatározást, úgy a vastagságra $v = 0,31d$ értéket kapunk eredményül. Hasonló *technikai szépség méretezés* számos esete megtalálható és összhangba hozható az elfogadott műszaki méretmeghatározási gyakorlattal.

Az aranymetszés törvényét felhasználták (és ma is felhasználgják) kerámiák, szobrok, edények díszítései, valamint szobrászati és építészeti formatervezéskor és a zeneszerzésben is. Nincs tévedés, az emberi hang érzékelés is kedveli az aranymetszés törvényszerűségét.

A zene dallamvilágban Bartók Béla volt az aranymetszés alkalmazásának egyik kiemelkedő képviselője. A legjellemzőbb Bartók dallamok eltérnek a klasszikusan szimmetrikus „mérleg-törvény” alapján: 2 ütemre, 2 ütem, 4 ütemre 4 ütem, 8 ütemre 8 ütem szerkesztett dallamokból. Bartók Béla nemcsak szóban vallotta „Mi a természet nyomán alkotunk”, hanem alkalmazta is a természet törvényét. Az Ő zenéjében egy 5 szótagú melódiát nem a klasszikus öt, hanem a 8 követi. Így pl. a nevezetes Allegro barbaro fisz-moll részlete az egyik legtisztább és legjellegzetesebb aranymetszés arány szerint a 3–5–8–13 ütemes egységet követve rendeződik dallammá.

Megjegyezzük, hogy az aranymetszés törvényszerűségét „színskála” összeállításakor is figyelembe lehet venni. Természetesen nem „fetisizáljuk” az aranymetszés törvényét. Gyakran alkalmazzuk a szimmetrikus elrendezést. Megemlítjük, hogy jó hatású a szimmetria alkalmazása akkor, ha nem erőltetett. Ha indokolatlan (pl. mert sok részlem elhe-

lyezését kell megoldani) akkor kellemetlen, zavaró és fárasztó a szemnek a szimmetrikus géprészek áttekintése.

Súlypontra vonatkozó alapelv. A stabil egyensúlyi helyzet látszata növelhető, ha

- az érzékelt tömegközéppontból kinyúló géprész végük felé vékonyodnak (lásd egyenszilárdságú alak)
- a magassági méreteket csökkentjük,
- a függőleges vonalak elkerülésére törekszünk,
- a vízszintes tagolóvonalakat alkalmazunk (pl. gépjárműveknél díszléc alkalmazása).

Formarokonságra vonatkozó alapelv. Az egyes résznek formai rokonságban kell állni egymással és az egészsel. Zavaró és bizonytalan érzést ébreszt ha sokféle vonalvezetésű, más stílusú elem keveredik egy gépen (szerkezeten) belül. Ezek széteső, nem egységes, zavaros hatást keltenek. Ha mégis szükség van különböző jellegű részek összhangba hozására, akkor az a lehető legegyszerűbb módon történjen. A 21.7. ábrán két hajtómű kialakítás látható. Az *a* ábra nagyon egyszerű módon, egyszerű felületi elemekből kialakított és mégis érdekes és szép összehatású szerkezetet mutat. A *b* ábrán látható megoldás az előzőnek ellenpéldája, a túlzott tagoltság zavaró, a sok idomú alkalmazása erőltetett, az egész szerkezet mesterkélten kialakításúnak tűnik.

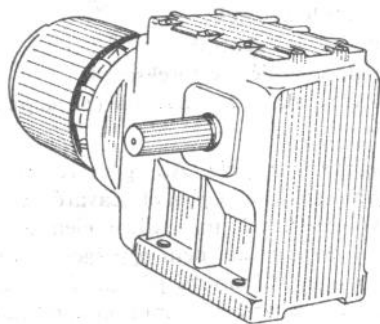
A részillesztésekre vonatkozó alapelv. A szükséges részillesztéseket nem szabad elrejtetni, ill. tompítani, hanem éppen ellenkezőleg a tagozottságot használjuk fel a gép (szerkezet) jellegének bemutatására.

Díszítésekre vonatkozó alapelv. Ez nagyon egyszerűen megfogalmazható. A díszítések alkalmazását kerülni kell! Ez általában igaz, és még kiemeltebben vonatkozik a termelőeszközökre és berendezésekre. A termékre vonatkozó márka jelvény vagy a gyár nevének szép formájú betűkkel történő felírása, esetleg gyári jelvény elhelyezése lehet csak indokolt.

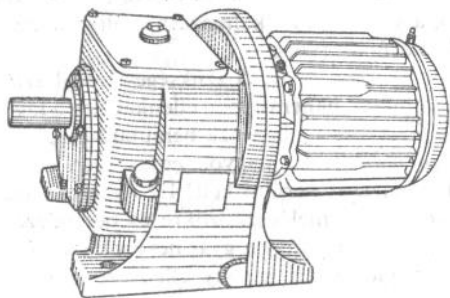
Csoportosításra vonatkozó alapelv. Az ismétlődő részeket áttekinthető csoportokba rendezve azonos formaképzés mellett célszerű elhelyezni. Ez az elv az esztétikai igények kielégítése mellett egyben gazdaságos is („építőszekrény elv”).

Színek alkalmazása. A legszebben kialakított formát is el lehet rontani, ha nem megfelelő színezést alkalmazunk. A színek megválasztását igen sok tényező befolyásolja. Figyelembe kell venni a hőszugárzási fényvisszaverési tulajdonságokat, elemezni kell gazdasági és felületvédelmi kérdéseket, gyakran szükséges figyelembe venni lélektani hatásokat sőt bizonyos „megszokásokat” is.

Az a cél, hogy a gépek és a munkahely megfelelő színezésével a munkakörülményeket javítsuk, ezért teljesen egyértelmű sémát a színek alkalmazására nem lehet adni. A méretek, a megvilágítás, a gép alkalmazásának körülményei döntenek el, hogy milyen szín összeállítással érjük el a legjobb eredményt.



a)



b)

21.7. ábra. Formakialakítás ipari hajtóműveknél

A kezelhetőség alapvető szempontjai. A leglényegesebb, hogy az ember és a gép helyes kapcsolatát megteremtjük. Vizsgálni kell a környezet hatását, a kezelő elemek elhelyezését és kialakítását. Eközben anatómiai, fiziológiai és lélektani kapcsolatokat és jellemzőket kell figyelembe venni. A helyes kapcsolat kialakításában egy új tudomány az ergonómia — az ésszerű erő kifejtés tudománya — segít.

II. Szerkezeti elemek

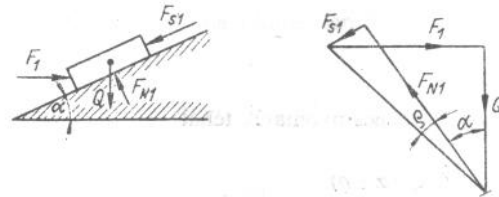
A második részben összefoglaltuk a gépeinkben (szerkezeteinkben) megtalálható és gyakran felhasznált szerkezeti elemek ismertetését, méretezését és alkalmazásukra vonatkozó alapelveket. Önálló fejezetekre bontva foglalkozunk a kötőelemekkel, kötésekkel, hajtásokkal, tengelyekkel, tengelykapcsolókkal, csőszerkezetekkel, csapágyazásokkal, rugókkal és fogaskerekekkel.

Ahol az lehetséges megadjuk az elemekre vonatkozó beépítési és szerelési irányelveket és a felhasználásukra érvényes műszaki paraméter jellemzőket. A szerkezeti elemek résznek gyakorlatbeli alkalmazhatóságát diagramokkal és táblázatokkal kívántuk előnyössé tenni.

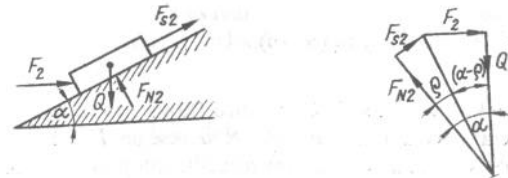
22. Kötőelemek és kötések

22.1. Csavarok és csavarkötések méretezése

Erőhatások és feszültségek csavarkötéseken. A csavarkötéseken fellépő erők térben helyezkednek el. A csavarvonal kiterítve α emelkedésű lejtőnek tekinthető. A csavar meghúzásakor, ill. oldásakor mechanikailag az a helyzet áll elő, mintha egy Q súlyú testet az α hajlásszögű lejtőn az alappal párhuzamos erő felfelé (22.1. ábra) ill. lefelé mozgatna (22.2. ábra). A továbbiakban koncentrált erőkkel végezzük a vizsgálatunkat.



22.1. ábra. A felfelé mozgathoz szükséges erők



22.2. ábra. A lefelé mozgathoz szükséges erők

Ha laposmeneten (22.3. ábra) vizsgáljuk az erőhatásokat (a szemléltetés szempontjából ez a legmegfelelőbb), és feltételezzük, hogy a felületeket egymáshoz szorító F_N erő azonos a test Q súlyának a felületre merőleges összetevőjével, az F_1 mozgatóerő pedig merőleges a csavarorsó

tengelyére, akkor a mechanikai viszonyok megfelelnek a 22.3. ábra erőábrájának.

A könnyebb megértés kedvéért feltüntetjük az anya egy darabját és az erre rajzolt F_1 erőhatást. Így a csavar meghúzásakor szükséges minimális erő:

$$F_1 = Q \operatorname{tg}(\alpha + \rho),$$

az oldáshoz szükséges minimális erő pedig:

$$F_2 = Q \operatorname{tg}(\alpha - \rho),$$

ahol Q a test súlya;

α a lejtő hajlásszöge;

ρ a súrlódási szög ($\rho = 5^\circ 42'$ acélsavarakra).

A csavarmenetet helyettesítő α hajlásszögű lejtő hajlásszöge egyenlő a csavarorsó d_2 középtátmérőjén számított menetemelkedési szöggel:

$$\alpha = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{F}{d_2 \pi},$$

$$\text{ahol } d_2 = \frac{d + d_1}{2}.$$

A csavar meghúzásakor szükséges nyomaték tehát:

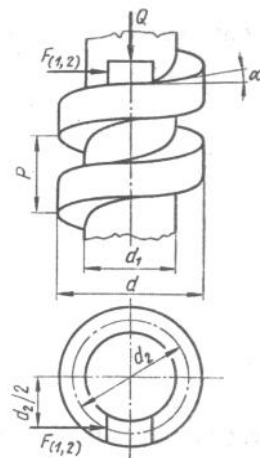
$$M_1 = \frac{d_2}{2} F_1 = \frac{d_2}{2} Q \operatorname{tg}(\alpha + \rho),$$

a csavar oldásához szükséges nyomaték pedig:

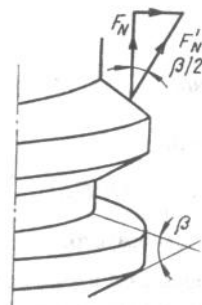
$$M_2 = \frac{d_2}{2} F_2 = \frac{d_2}{2} Q \operatorname{tg}(\alpha - \rho).$$

A felirt képletek, ill. vektorábrák rögzítő (kötő-) és mozgást átszarmaztató csavarokra egyaránt érvényesek. A szükséges F erő létrehozásához M nyomatékot kell az anyán csavarkulccsal kifejteni. (Az M nyomaték az anyát és a csavarorsót egyaránt terheli.) A csavarkulcs nyomatékának ellensúlyozására a csavarorsón ezzel egyenlő nagyságú, de ellenkező irányú nyomatékot kell működtetni.

Ha súrlódás nem lenne, akkor a mozgatóorsók hatásfoka javulna, a kötőcsavarokon viszont nem lehetne biztosítani az önzárás elvén alapuló szilárd kötést. Ebből látható, hogy csavaroknál a súrlódásmentes állapot nem mindig kedvező.



22.3. ábra. A laposmeneten fellépő erőhatások



22.4. ábra. Trapézmenet

Önzáró a csavar, ha a kötés nem lazul meg magától, vagyis ha

$$M_2 = 0, \text{ ill. } F_2 = 0,$$

ez pedig akkor következik be, ha

$$\alpha - \rho = 0.$$

Az önzárás határhelyzetében:

$$\alpha = \rho.$$

Az önzárás feltétele, hogy a csavar menetemelkedési szöge legyen kisebb, (ill. határesetben egyenlő) a súrlódási szögnél:

$$\alpha \leq \rho.$$

A gyakorlatban használatos csavaroknál a menetprofilok (élesmenet, trapézmenet, zsinórmenet stb.) mindig eltérnek bizonyos szöggel a csavarorsó tengelyére merőleges síktól. A 22.4. ábrán látható trapézmenet csúcshöge például $\beta = 30^\circ$. Emiatt nagyobb a felületeket egymáshoz szorító erő, mint a laposmenetű csavarokon:

$$F'_N = \frac{F_N}{\cos \frac{\beta}{2}}.$$

Élesmenetű csavarokra, ahol $\beta = 60^\circ$ (metrikus kötőcsavarokról).

$$\cos \frac{\beta}{2} = 0,866,$$

a szorítóerő:

$$F'_N = \frac{F_N}{0,866} = 1,15F_N,$$

a súrlódóerő pedig

$$F_S = \mu F'_N = 1,15\mu F_N,$$

ahol μ a súrlódási tényező.

A laposmenetűvel azonos anyagból készült, azonos menetemelkedésű élesmenetű csavarokon a súrlódóerő kb. 15%-kal nagyobb, mint a laposmenetű csavarokon, ez előnyösebb kötési lehetőséget biztosít.

Anyagelőírások csavarkötésekhez. A csavarkötések szerkezeti elemeihez az MSZ 229/2 ad szilárdsági előírásokat. Ez előírja, hogy az egyes anyagvizsgálati jellemzők (szakítószilárdság, folyáshatár, nyúlás, Brinell-keménység stb.) milyeneknek legyenek, de nem köti meg, hogy e jellemzőket milyen anyagok felhasználásával biztosítsa a gyártó (22.1. táblázat). A felhasználható anyagokról csupán tájékoztató összeállítás szerepel a szabvány függelékében. Egy-egy csavarminőséget a legtöbbször több szabványos anyag jellemzői kielégítenek – vagyis ugyanolyan minőségű csavar többféle szabványos anyagból is készíthető. A minőséget és a felhasználhatóságot nagyban befolyásolja a gyártástechnológia is.

Kötőcsavarok igénybevétele. A csavarorsót meghúzáskor a tengelyének irányában eső előfeszítőerő és a kulccsal kifejtett nyomaték, továbbá esetenként a terhelőerő veszi igénybe. Igénybevétele tehát: húzás és csavarás. A csavarás a meghúzás befejeztével megszűnik.

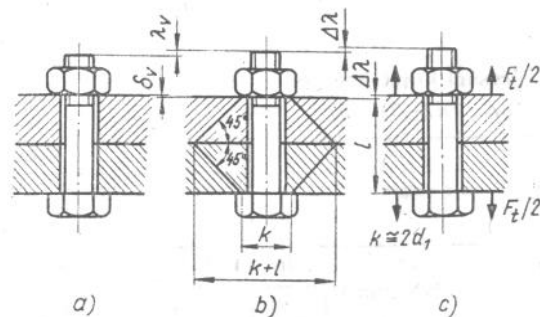
A különböző igénybevételek hatására bekövetkező deformációk változásokat a 22.5. ábra szemlélteti. A csavar két lemezt szorít össze. A közrefogás távolsága l . Részletezze:

a) Ha a csavaranyát csak ütközésig csavarjuk, és terhelőerő sem hat a lemezre, akkor az aktív erők zérus nagyságúak (22.5a ábra);

$$F_v = 0 \quad \text{és} \quad F_t = 0,$$

ahol F_v az előfeszítőerő;

F_t a terhelőerő.



22.5. ábra. Közrefogás fejescsavarral

b) Ha a csavart és az anyát villáskulccsal meghúzzuk, akkor a csavarorsóban F_v orsóirányú előfeszítőerő ébred (22.5b ábra):

$$F_v \neq 0, \quad F_t = 0.$$

Az előfeszítés hatására a közrefogott lemezekben nyomás ébred. A csavarorsó megnyúlik, a lemezek rövidülnek.

Ha az ébredő feszültségek az arányossági határokon belül maradnak, akkor a Hooke-törvény értelmében az alakváltozások és a feszültségek között lineáris összefüggés áll fenn (a csavarorsó λ_v értékkel megnyúlik, a lemezek δ_v értékkel összenyomódnak). A működő hosszúságot l távolsággal egyenlőnek vehetjük.

A menetes rész különbözőségéből adódó deformáció elhanyagolásával a csavarorsó megnyúlása:

$$\lambda_v = \frac{F_v l}{\frac{\pi d^2}{4} E_{cs}}$$

ahol $\frac{\pi d^2}{4}$ a csavarorsó keresztmetszete;

E_{cs} a csavarorsó rugalmassági modulusa ($E_{cs} = 2,1 \cdot 10^8$ kp/cm² \approx $\approx 2,1 \cdot 10^8$ daN/cm² acélcsvarakra).

A lemezek deformációsátszámításához feltételezzük, hogy a terhelést átvivő anyagmennyiség 45° alatt hajló kúpfelületen helyezkedik el. A számításoknál a csonka kúp helyettesíthető egy hengerrel, amelynek külső átmérője

$$d_k = k + \frac{l}{2}.$$

A számításokban kis elhanyagolással $k \approx 2d$ vehető figyelembe.

22.1. táblázat

Csavarok szilárdsági követelményei
(Kivonat az MSZ 229/2-71-ből)

Szilárdsági tulajdonságok		Szilárdsági			
		3.6	4.6	4.8	
		anyagminőségi			
Szakítószilárdság*, σ_B , kp/mm^2 ($\approx \text{daN/mm}^2$)	min	34	40		
	max	49	55		
Folyáshatár**, σ_F , kp/mm^2 ($\approx \text{daN/mm}^2$)	min	20	24	32	
Nyúlás, $\sigma_g\%$	min	25	25	14	
Brinell-keménység, HB, kp/mm^2 ($\approx \text{daN/mm}^2$)	min	90	110		
	max	150	170		
Rockwell-keménység	HRB	min	49	62	
		max	82	88	
	HRC	min	–	–	
		max	–	–	
	Vickers-keménység, HV, kp/mm^2 ($\approx \text{daN/mm}^2$)	min	90	110	
		max	150	170	
Próbafeszültség, S_F , kp/mm^2 ($\approx \text{daN/mm}^2$)	min	18,8	22,6	29,1	
Próbafeszültségi tényező, S_F/σ_F		0,94	0,94	0,91	
Szilárdság ferde terheléssel		A szakítószilárdság			
Fajlagos ütőmunka, $\text{kp}\cdot\text{m/cm}^2$ ($\approx \text{daN}\cdot\text{m/cm}^2$)		A fej ütővizsgálata			
A fej szívóssága		A dekarbonizálódott réteg menetmélységnek legfeljebb			
Dekarbonizálódás					

* Esztergált próbatesten az alsó határtól -5%, a felső határtól +10% eltérés megengedett, szakítószilárdság legfeljebb 5%-kal haladhatja meg a felső határt

** Ha a szakítóvizsgálat során nem jelentkezik kifejezett folyáshatár, akkor a 0,2-es határ a

értékek									
5.6	5.8	6.6	6.8	6.9	8.8	10.9	12.9	14.9	
jelű csavarokra									
50		60			80	100	120	140	
70		80			100	120	140	160	
30	40	36	48	54	64	90	108	126	
20	10	16	8	12	12	9	8	7	
140		170			225	280	330	390	
215		245			300	365	425	500	
77		88			–	–	–	–	
97		102			–	–	–	–	
–		–			18	27	34	40	
–		–			31	38	44	49	
140		170			225	280	330	400	
215		245			300	370	440	510	
28,2	36,4	33,9	43,7	47,5	58,2	79,2	95	111	
0,94	0,91	0,94	0,91	0,88	0,91	0,88	0,88	0,88	
feleljen meg az előírt értékeknek						6	4	3	3

a nevezett szabvány 3.8. szakasza szerint

a 8,8, 10,9, 12,9 és a 14,9 anyagjelű csavarokon a menetcsúcson a h_1 1/3 része, a menettőben legfeljebb 1/10 része lehet

ha az előírt folyáshatár és a nyúlás értékei betarthatók. Feszültségi keresztmetszettel számított mértékadó

A henger belső átmérője a csavarorsó d átmérőjével azonosnak vehető és elhanyagolható, hogy a csavar névleges átmérőjénél a furat átmérője nagyobb.

Így az üreges henger keresztmetszete:

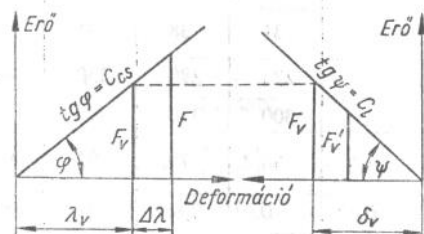
$$A_h = \frac{\left[\left(k + \frac{l}{2} \right)^2 - d^2 \right] \pi}{4}$$

A lemezek összenyomódása, amelyet az előfeszítőerő okoz:

$$\delta_v = \frac{F_e l}{A_h E_1}$$

ahol E_1 a közrefogott alkatrészek rugalmassági modulusa ($E_1 = 2,1 \cdot 10^6$ kp/cm² $\approx 2,1 \cdot 10^6$ daN/cm² acélnyagra, $E_1 = 10^6$ kp/cm² $\approx 10^6$ daN/cm² öntöttvasra).

A számítások elvégzése után, ha a megnyúlást egy koordináta-rendszer vízszintes tengelyére visszük fel, az erőhatást pedig a függőleges tengelyen ábrázoljuk, akkor a 22.6. ábrán látható diagramokat kapjuk (bal oldalon a csavar, jobb oldalon a lemezek deformációja látható).



22.6. ábra. Deformációs ábra

Ha a két diagram erő- és megnyúlásleptékeit egyformának választjuk, akkor egy közös pontot kapunk, az előfeszítőerőnek és a létrehozott λ és δ megnyúlásoknak megfelelően.

A φ és a ψ szög tangense a rugóállandóval egyenlő:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{F_v}{\lambda_v} = C_{cs};$$

és

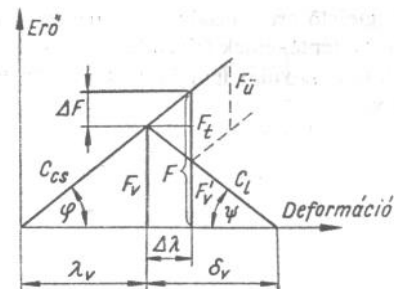
$$\operatorname{tg} \psi = \frac{F_v}{\delta_v} = C_1,$$

ahol C_{cs} a csavarorsó rugóállandója;

C_1 az összeszorított lemezek rugóállandója. A két diagramot egyésvite kapjuk a csavarkötés erőhatásábráját (22.7. ábra).

c) Ha üzem közben a kötésre külső terhelés hat:

$$F_v \neq 0, \quad F_t \neq 0,$$



22.7. ábra. Csavarkötés erőhatásábrája

Az F_t erő hatására a terhelési viszonyok megváltoznak. A csavar $\Delta\lambda$ értékkel megnyúlik, és ugyanilyen mértékben csökken a lemezek összenyomódása. Az orsó terhelése ΔF értékkel növekedve F értéket ért el, míg a lemezeket terhelő erő F'_v értékre csökkent.

A terhelőerő:

$$F_t = \Delta\lambda(\operatorname{tg} \varphi + \operatorname{tg} \psi),$$

ebből

$$\Delta\lambda = \frac{F_t}{\operatorname{tg} \varphi + \operatorname{tg} \psi}.$$

A nevezőbe a rugóállandót helyettesítve kapjuk:

$$\Delta\lambda = \frac{F_t}{C_{cs} + C_1}.$$

Annak, hogy a befogott alkatrészek egymástól el ne távolodjanak, az a feltétele, hogy a terhelőerő hatására bekövetkező járulékos csavarnyúlás

kisebbség legyen, mint a befogott alkatrészek összenyomódása. Azaz:

$$\Delta\lambda < \delta_v.$$

A teljes erőhatás, amely a csavart terheli:

$$F = F_v + \Delta F.$$

Adott előfeszítőerő esetén az összeszorított alkatrészek felületei között éppen zérus nagyságú nyomást ébresztő terhelőerő a következő összefüggéssel határozható meg:

$$F_t = F_v \left(1 + \frac{C_{cs}}{C_1}\right).$$

Az egyes terhelési eseteknek megfelelő erőhatásábrák megrajzolásához szükséges az erők és a megnyúlások léptékeinek felvétele.

Ha az erőlépték L_F kp/cm, a megnyúlás léptéke pedig L_λ cm/cm, akkor a diagramvonalak tangense:

$$\operatorname{tg} \varphi = C_{cs} \frac{L_\lambda}{L_F},$$

és

$$\operatorname{tg} \psi = C_1 \frac{L_\lambda}{L_F}.$$

Célszerű szerkesztéskor a léptékeket úgy megválasztani, hogy a csavar rugódiagramja a nyúlás vízszintes tengelyével $35 \dots 45^\circ$ -os szöveget zárjon be.

Csavarkötések méretezése nyugóterhelésre

a) A csavar csak rögzít. A csavarkötést külső erő nem vagy csak kevésbé terheli. A terhelést az előfeszítés adja. Az előfeszítés nem lehet nagyobb mint:

$$\sigma_m = 0,5 \dots 0,7 \sigma_F.$$

b) A csavarkötést a megnyúlás után külső erő is terheli. A feszültség:

$$\sigma_m = 0,8 \dots 0,85 \sigma_F \quad (4, 5, 6\text{-os anyagminőségű csavarokra}) \text{ és}$$

$$\sigma_m = 0,7 \dots 0,8 \sigma_F \quad (8, 10\text{-es anyagminőségű csavarokra}).$$

Nagy terhelések esetén a teljes F erőhatásra méretezünk:

$$F = \frac{\pi d_1^2}{4} \sigma_m,$$

ahol $\frac{\pi d_1^2}{4} = A_1$ a magkeresztmetszet.

Ilyenkor $0,75 \sigma_F \leq \sigma_m \leq 0,85 \sigma_F$ lehet.

Egyszerűbb esetekben a megengedhető feszültséget a külső terhelésre számítjuk:

$$F_t = \frac{\pi d_1^2}{4} \sigma_m,$$

ahol $\sigma_m = 200 \dots 500 \text{ kp/cm}^2 (\approx 200 \dots 500 \text{ daN/cm}^2)$.

Meleg üzemben 200°C feletti hőmérsékleten figyelembe kell venni a meleg hatására bekövetkező szilárdságcsökkenést (22.2. táblázat).

22.2. táblázat

Csavarokra megengedhető feszültségek meleg üzemben

A számításához szükséges értékek	Üzemi hőmérséklet, $t, ^\circ \text{C}$			
	0...200	200...300	300...400	400 felett
Megengedhető feszültség, σ_m	$\sigma_m = \frac{\sigma_F}{z} \varphi$	$\sigma_m = \frac{\sigma_{Fm}}{z} \varphi$	$\sigma_m = \frac{\sigma_{Fm}}{z} \varphi$	$\sigma_m = \frac{\sigma_T}{z} \varphi$
Jósaági tényező, φ	0,5	0,75	$1 - 0,04 \frac{t - 300}{20}$	
Biztonsági tényező, z	2...2,5			

Megjegyzés:

σ_{Fm} melegfolyáshatár;
 σ_T tartósfolyáshatár.

Csavarkötések méretezése váltakozó igénybevételre. Ismételt igénybevétel esetén a keletkező feszültségeket pontosan meg kell állapítani, mivel kifáradási veszély áll fenn. A legnagyobb igénybevétel (22.8. ábra):

$$F = F_v + \Delta F;$$

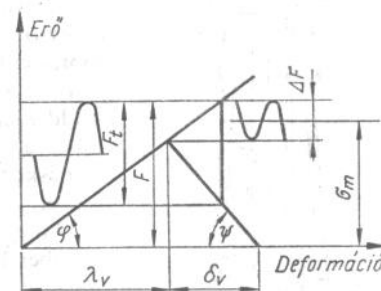
$$\sigma_{\max} = \frac{F_v + \Delta F}{A_1},$$

valamint

$$\sigma_{\min} = \frac{F_v}{A_1},$$

ahol

$$A_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}.$$



22.8. ábra. Váltakozó igénybevétel erőhatásábrája

A feszültséglengés σ_a megengedett értéke a csavar anyagának lengő kifáradási határfeszültségének σ_v ismeretében van meghatározva.

$$\sigma_a = 0,5 \dots 0,76 \sigma_v.$$

ahol

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2};$$

és

$$\sigma_m = 0,8 \dots 0,9 \sigma_F,$$

ahol

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \text{ (középfeszültség).}$$

Megjegyezzük, hogy a feszültséglengés nagyságának csökkentése, a feszültséggyűjtő helyek (első teherhordó menet, menetkifutás, csavarorsófej) veszélyessége miatt elsőrendű feladat.

Csavarkötések nyíróigénybevételre. Nyíróigénybevétele van a csavarkötésnek, ha a terhelés a csavarorsó tengelyére merőlegesen hat. A nyíróerővel terhelt csavarban keletkező nyírófeszültség:

$$\tau_m \cong 1,4 \frac{F}{A_1};$$

$$\tau_m = 300 \dots 600 \text{ kp/cm}^2 \text{ (} \approx 300 \dots 600 \text{ daN/cm}^2 \text{) lehet.}$$

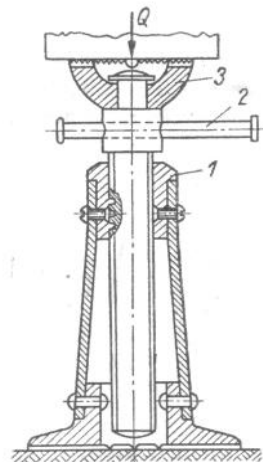
Mozgató csavarorsók méretezése. A csavarorsók nemcsak kötőelemként használhatók, hanem mozgások vezérlésére, ill. terhek emelésére is.

Ha az anyát rögzítjük, a csavarorsó körülfordulásonként a menetemelkedésnek megfelelő elmozdulást végez.

Csavaremlőt szemléltet a 22.9. ábra. Az orsó az 1 bronzpersely anyamenetében jobbra-balra forogva emeli, ill. süllyeszti a Q terhet. Az orsót a vastagított részén át dugott 2 rúddal lehet forgatni. A 3 fej az orsóhoz képest el tud fordulni, hogy emeléskor, ill. süllyesztéskor a teher ne forogjon együtt az orsóval.

Mozgatásokhoz általában trapéz profilt (régebben laposmenetet) alkalmaznak, de egyirányú, dinamikus terheléshez a fűrészmenet is használatos.

Méretezéskor egyrészt a szilárdsági fel-



22.9. ábra. Csavaremlő

tételeket kell figyelembe venni, másrészt a súrlódási viszonyokat (az idő előtti kopás, ill. a berágódás elkerülése végett).

Az orsót a tengelyirányban ható erő (a tömeg) nyomásra vagy húzásra, a forgatáshoz szükséges erő pedig csavarásra terheli.

A húzófeszültség:

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d_1^2}.$$

A csavarófeszültség:

$$\tau \approx \frac{M_1}{0,2 d_1^3}.$$

A forgatónyomaték:

$$M_1 = \frac{d_2}{2} F \operatorname{tg}(\alpha + \rho'),$$

ahol α az orsó menetemelkedési szöge,

ρ' a súrlódási félkúpszög.

$$\rho' = \operatorname{arctg} \frac{\mu}{\cos \beta/2},$$

ahol μ a súrlódási tényező (állandó kenés esetén $\mu = 0,06$ -ra vehető);

β a menet élszöge (trapézmenetnél $\beta = 30^\circ$).

Ha a mozgatóorsó túl hosszú, és jelentős nyomóerő terheli, akkor kihajlásra is ellenőrizni kell.

Az orsó karcsúsága:

$$\lambda = \frac{l_0}{i},$$

ahol l_0 a kihajlás félhullámhossza;

i a legkisebb inerciasugár.

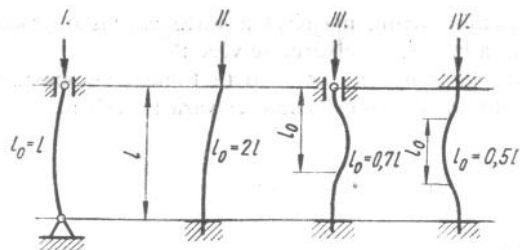
A kihajlás félhullámhosszát a befogás függvényében állapíthatjuk meg (22.10. ábra).

A legkisebb inerciasugár, (mivel a keresztmetszet kör):

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{\pi d_1^4}{64} \frac{4}{\pi d_1^2}} = \frac{d_1}{4},$$

ahol I a legkisebb másodrendű nyomaték;

A a keresztmetszet.



22.10. ábra. Hosszú rudak befogásai

Ebből a karcsúság:

$$\lambda = \frac{4l_0}{d_1}$$

Ha $\lambda \geq 100$, akkor Euler szerint a kritikus feszültség:

$$\sigma_t = \pi^2 \frac{E}{\lambda^2}$$

A megengedhető feszültség:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_t}{n}$$

ahol n a biztonsági tényező (orsókra $n = 10$).

Ha $\lambda = 60 \dots 100$, akkor a kritikus feszültséget kp/cm^2 -ben Tetmayer szerint állapítjuk meg:

$$\sigma_t = 2891 - 8,175\lambda \quad (\text{A37 acélra}),$$

$$\sigma_t = 3100 - 11,41\lambda \quad (\text{A42 acélra}),$$

$$\sigma_t = 4691 - 26,175\lambda \quad (\text{A50 acélra}),$$

$$\sigma_t = 5891 - 38,175\lambda \quad (\text{A60 acélra}),$$

$$\sigma_t = 4700 - 23\lambda \quad (\text{nikkellel ötvözött acélra}).$$

A megengedhető feszültség:

$$\sigma_m = \sigma_t/n \quad (n = 6 \dots 10),$$

Ha $\lambda \leq 60$, akkor a kihajlást nem kell figyelembe venni.

A súrlódási viszonyok. A menetes részek felületi terhelése:

$$p = \frac{F}{z \left(\frac{\pi d^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} \right)}$$

ahol p a menet felületének egységnyi vetületére jutó terhelés;
 z a működő menetek száma.

Mozgatóorsók méretezéséhez a megengedhető felületi terhelésekre ad irányértékeket a 22.3. táblázat.

22.3. táblázat

Mozgatóorsók megengedhető felületi terhelése

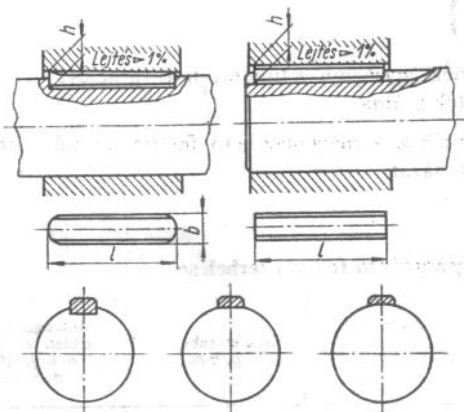
Orsó	Anyag	Kerületi sebesség v , m/s	Megengedhető felületi terhelés p , kp/cm^2 ($\approx \text{daN/cm}^2$)
Edzett acél	bronz vagy öntöttvas	0,04	125...175
Acél			75...100
Edzett acél	bronz	0,1...0,2	60...100
	öntöttvas		40...70
Acél	bronz		30...60
	öntöttvas		20...40
Acél	bronz	>0,3	10...20

22.2. Ékkötések és reteszkötések méretezése

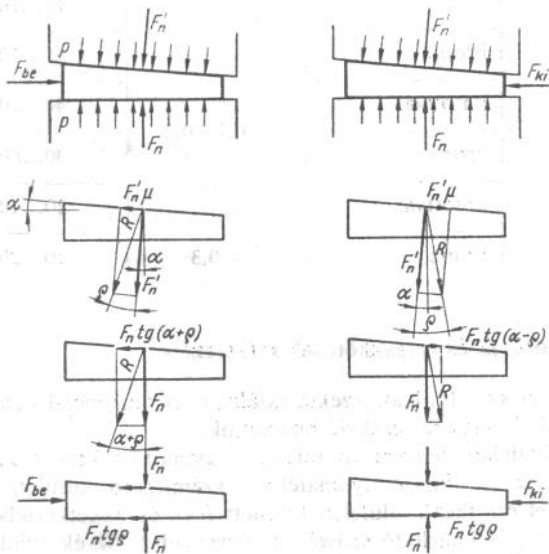
A tengelyekre szerelt alkatrészeket axiális, vagy tangenciális elmozdulás ellen ékekkel, vagy reteszekkel biztosítjuk.

Az ékek feszítésre felhasznált felületei egymáshoz képest 1%-os lejtéssel készülnek. A forgatónyomatékból számítható kerületi erő, a horonyfenékkal érintkező felületen kifejtett feszítés következtében a tengelypaláston fellépő súrlódó erővel tart egyensúlyt. Az ék axiális és tangenciális rögzítést egyidejűleg biztosít.

A retesz a forgatónyomatékból adódó kerületi erőt az oldalfelületeken adja át megoszlóterhelés alakjában. A retesz axiális erő ellenében nem rögzít.



22.11. ábra. Ékfajták



22.12. ábra. A szereléshez szükséges erők

Az ék a célnak megfelelően lehet *hornyos, lapos és nyerges* kivitelű és készülhetnek a szerelést elősegítő *orros* kivitelben is (22.11. ábra). A be- és kiszerelésnél az erőviszonyok a 22.12. ábrán láthatók. Beszereléskor a beütő erő nagysága

$$F_{be} = F_n [\operatorname{tg}(\alpha + \varrho) + \operatorname{tg} \varrho],$$

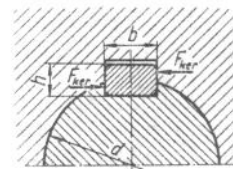
ahol F_n a tengely és agy között ébredő normális erő, melynek nagyságát a tengelyátmérőre redukált kerületi erőből számíthatjuk a súrlódási tényező ismeretében ($F_n = F_{ker}/\mu$).

Kiszereleskor pedig a kiütéshez szükséges erőt úgy számíthatjuk:

$$F_{ki} = F_n [\operatorname{tg}(\alpha - \varrho) + \operatorname{tg} \varrho].$$

Ha az ékkötést túlterhelés éri, akkor maradó alakváltozás árán már az oldallapján is átad erőt, ez meg nem engedhető torzulást eredményez, hiszen az ékeléssel eleve excentricitást okoztunk a tengelypalásthöz képest.

Retesz esetében más a helyzet, itt ugyanis axiális irányban nem kell kötést biztosítani, vagy ilyen kívánalmak esetén más eszközökkel végzik a tengelyirányú rögzítést. Sőt, siklóretesz alkalmazásakor egyenesen követelmény az axiális irányú elmozdulási lehetőség. A tengely kerületén ébredő F_{ker} erőt a retesz, ill. a horony oldalfelülete viszi át a p felületi terhelés által (22.13. ábra).



22.13. ábra. Reteszkötés

Az üzemi jellemzőknek megfelelően méretezett tengelyre szabványos h magasságú és b szélességű reteszt kell választani és méretezéssel csak az l hossz határozzuk meg, megengedett felületi nyomás felhasználásával. A kerületi erőt kétféle megoldással írhatjuk fel

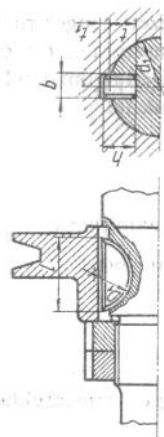
$$F_{ker} = \frac{M_{cs}}{d/2} = pti,$$

ahol i a reteszek száma (1 vagy 2). Ebből l már számítható.

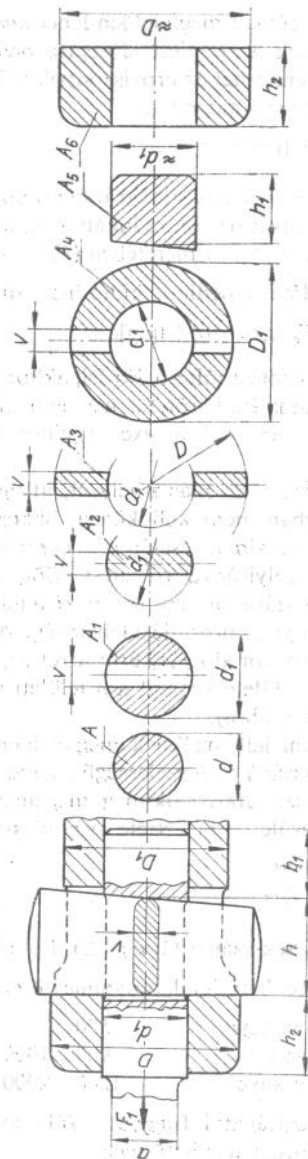
Megengedett felületi nyomások p_{meg} , kp/cm²-ben:

öntöttvas agyon	500;
acél agyon	900...1000;
hőkezelt agyon	1200...2000

az agy szilárdságától függően. Változó nagyságú terhelésekhez ezek 0,5...0,7-szerese engedhető meg.



22.14. ábra. íves retesz



22.15. ábra. Keresztirányú ékkötés

Kis forgatónyomatékok átvivő rövid agyhoz íves reteszt (22.14. ábra) használunk, ha a tengely szilárdsága a mély horony ellenére is megfelelő.

Keresztirányú ékek (22.15. ábra).

Rudak és agyak hossztengeleire merőlegesen végzik a kötést, tehát axiális irányban rögzítenek, ill. axiális erő átadására alkalmasak. Mindkét irányú erőhatás esetén önzáró, játégmentes és utánállítható kapcsolatot adnak. Az ék lejtése, ha a kötést gyakran meg kell oldani 1:20, egyébként 1:30...1:50. Méretezni, ill. ellenőrizni kell a következő helyeken.

Gyengítetlen rudat húzásra
(v. nyomásra)

Megvastagított és gyengített

rudat húzásra

Megvastagított rúdvéget

nyírásra

Gyengített hüvelyt húzásra

Hüvelyvéget nyírásra

Az éket nyírásra

Felületi nyomásra az ék és hüvely között

Felületi nyomásra az ék a rúd között

A megengedett felületi nyomásra a reteszeknél találhatóak az irányadóak

$$F_t = A\sigma_{\text{meg}};$$

$$F_t = A_1\sigma_{\text{meg}}.$$

$$A_1 \approx \frac{\pi d_1^2}{4} - d_1 v;$$

$$F_t = 2A_5\tau_{\text{meg}};$$

$$A_5 = 2d_1 h_1;$$

$$F_t = A_4\sigma_{\text{meg}}$$

$$A_4 = \frac{\pi D_1^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} -$$

$$-(D_1 - d_1) v$$

$$F_t = A_6\tau_{\text{meg}};$$

$$A_6 = 2(D - d_1) h_2;$$

$$F_t = 2vh\tau_{\text{meg}};$$

$$v = 0,3d_1 \text{ felvételre ajánlott}$$

$$F_t = (D - d_1) v p_{\text{meg}};$$

$$F_t = d_1 v p_{\text{meg}}.$$

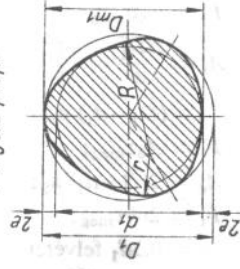
22.3. Poligon kötések

A poligon elnevezés a profilkialakításnak arra a sajátosságára utal, hogy alakja lekerekítésekkel módosított három-, négy-, vagy sokszög. Általában rövid agyakhöz és lökésszerű terhelésekre vált be jól. Feszültséggyűjtő hatása kicsi, enyhe kúposzággal is készíthető.

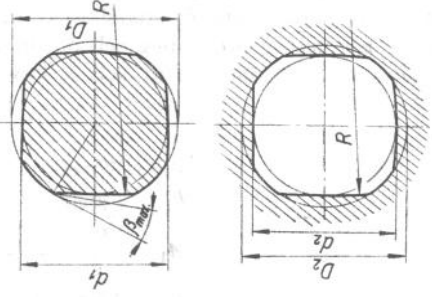
A 22.4. táblázat tartalmazza az egyes poligonprofilokat és a főbb műszaki jellemzőket.

22.4. táblázat
Poligonprofilok

P3 jelű profil



PC4 jelű profil

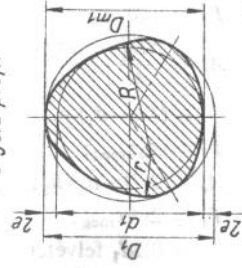


Dm ₁ Dm ₂ H7/g6 H7/k6	D ₁ mm	D ₂ mm	D ₃ mm	D ₄ mm	D ₅ mm	D ₆ mm	ε, mm /5	ρ, mm	F, cm ²	K _p , cm ⁴	D ₁ D ₂ mm H11 e9	d ₁ d ₂ mm H7/g6 H7/k6	e, mm /5	β, fok max.	Elő- furat d ₂ -höz, mm	K _p , cm ³
13	13,9	12,1	4,6	0,45	3,4	1,302	0,362				14	11	1,6	33,7	10,8	0,260
14	14,88	13,12	5,6	0,44	3,2	1,515	0,460									

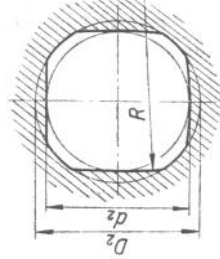
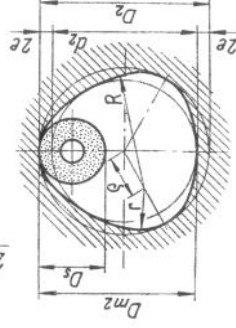
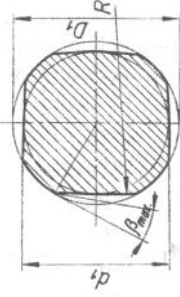
16	17	15	6,4	0,5	3,7	1,979	0,687				15	13	2	31,8	12,8	0,431
18	19,12	16,88	7,5	0,56	4,2	2,505	0,979				18	15	2	29,5	14,8	0,662
20	21,26	18,74	7,5	0,63	4,7	3,092	1,340				20	17	3	28,8	16,8	0,964
22	23,4	20,6	8,6	0,7	5,2	3,740	1,780				22	18	3	31,6	17,8	1,145
25	26,6	23,4	9,8	0,8	6	4,828	2,610				25	21	5	30,7	20,8	1,818
28	29,8	26,2	10,9	0,9	6,7	6,056	3,664				28	24	5	28,6	23,8	2,712
32	34,24	29,76	11,3	1,12	8,4	7,885	5,385				30	25	5	30,9	24,8	3,060
36	38,5	33,5	12,8	1,25	9,3	9,982	7,679				35	30	5	28,1	29,8	5,262
40	42,8	37,2	14,1	1,4	10,5	12,320	10,552				40	35	6	26,3	34,8	8,418
45	48,2	41,8	15,5	1,6	12	15,583	14,929				45	40	6	24,5	39,8	12,566
50	53,6	46,4	17,0	1,8	13,5	19,228	20,428				50	43	6	27,0	42,7	15,612
55	59	51	18,0	2	14,9	23,256	27,134				55	48	6	25,7	47,7	21,714
65	69,9	60,1	20,5	2,45	18,2	32,429	44,453				60	53	6	24,3	52,7	29,232
72	77,6	66,4	21,5	2,8	20,9	39,730	60,004				70	60	6	26,2	59,7	42,412
80	86,8	73,2	20,6	3,4	25,4	48,813	80,588				80	70	8	25,1	69,7	67,348
90	98	82	20,8	4	30	61,607	113,409				90	80	8	23,4	79,7	100,539
100	100	91	22,4	4,5	33,6	75,995	155,043				100	90	8	21,7	89,7	143

22.4. táblázat
Poligonprofilok

P3 jelű profil



PC4 jelű profil

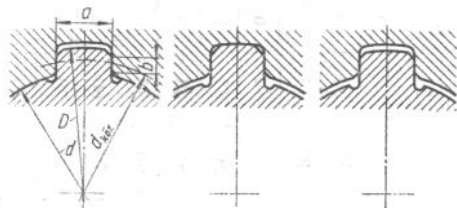


D_{m1} D_{m2} H7/k6 H7/k6	D_1 mm	D_2 mm	D_3 mm	ϵ mm j5	ρ mm	F cm ²	K_p cm ⁴	D_1 D_2 mm H11 e9	d_1 d_2 mm H7/g6 H7/k6	ϵ mm j5	β fok max.	Elő- furat d_f -höz, mm	K_p cm ³
13	13,9	12,1	4,6	0,45	3,4	1,302	0,362						
14	14,88	13,12	5,6	0,44	3,2	1,515	0,460	14	11	1,6	33,7	10,8	0,260

16	17	15	6,4	0,5	3,7	1,979	0,687	15	13	2	31,8	12,8	0,431
18	19,12	16,88	7,5	0,56	4,2	2,505	0,979	18	15	2	29,5	14,8	0,662
20	21,26	18,74	7,5	0,63	4,7	3,092	1,340	20	17	3	28,8	16,8	0,964
22	23,4	20,6	8,6	0,7	5,2	3,740	1,780	22	18	3	31,6	17,8	1,145
25	26,6	23,4	9,8	0,8	6	4,828	2,610	25	21	5	30,7	20,8	1,818
28	29,8	26,2	10,9	0,9	6,7	6,056	3,664	28	24	5	28,6	23,8	2,712
32	34,24	29,76	11,3	1,12	8,4	7,885	5,385	30	25	5	30,9	24,8	3,060
36	38,5	33,5	12,8	1,25	9,3	9,982	7,679	35	30	5	28,1	29,8	5,262
40	42,8	37,2	14,1	1,4	10,5	12,320	10,552	40	35	6	26,3	34,8	8,418
45	48,2	41,8	15,5	1,6	12	15,583	14,929	45	40	6	24,5	39,8	12,566
50	53,6	46,4	17,0	1,8	13,5	19,228	20,428	50	43	6	27,0	42,7	15,612
55	59	51	18,0	2	14,9	23,256	27,134	55	48	6	25,7	47,7	21,714
65	69,9	60,1	20,5	2,45	18,2	32,429	44,453	60	53	6	24,3	52,7	29,232
72	77,6	66,4	21,5	2,8	20,9	39,730	60,004	70	60	6	26,2	59,7	42,412
80	86,8	73,2	20,6	3,4	25,4	48,813	80,588	80	70	8	25,1	69,7	67,348
90	98	82	20,8	4	30	61,607	113,409	90	80	8	23,4	79,7	100,539
100	100	91	22,4	4,5	33,6	75,995	155,043	100	90	8	21,7	89,7	143

22.4. Bordás tengelykötések

Nagyobb nyomatékok átvitelekor, különösen, ha üzem közben pl. tengelyre szerelt fogaskereket axiális irányban is el kell mozdítani (szerszámgépek, gépjárművek hajtóművében) még két retesz alkalmazásakor is nagy felületi nyomás ébredhet az érintkező felületeken. Ilyenkor bordázott tengelyt használunk. A bordák száma $z = 3; 4; 6; 8$. Leggyakrabban belső, ritkábban oldal- vagy külső vezetést alkalmaznak (22.16. ábra).



22.16. ábra. Bordás tengelykötés

A bordástengely méretezésekor az oldalfelületeket felületi nyomásra is ellenőrizni kell:

$$p = \frac{F_{ker}}{A\psi} = \frac{M_{cs}}{r_k b l z \psi} \leq p_{meg}$$

ahol r_k a felületi nyomás eredőjének távolsága a tengely geometriai tengelyétől;

b a közös érintkezési magasság;

l a közös érintkezési hossz;

z a bordák száma;

ψ pontatlansági tényező, amely a gyártási pontatlanság miatti egyenetlen tehereloszlás miatt szükséges ($\psi = 0,75 \dots 0,9$).

A bordástengelyeken megengedhető felületi nyomásokat a 22.5. táblázatból választhatjuk.

22.5. Szegecskötések méretezése

A szegecskötéseket a lemezek összekötése és a szegecs elhelyezése szerint több csoportra oszthatjuk. A lemezvégek összeillesztése szerint megkülönböztetünk átlapoló és hevederes szegecselési módokat. A sze-

22.5. táblázat

Bordástengelyeken megengedhető felületi nyomások

Az illesztett alkatrész tengelyirányban	Az üzem jellege	P_{meg} , kp/cm ²	
		edzetlen	edzett
Nem mozog	<i>c</i>	300...500	400...700
	<i>b</i>	600...1000	1000...1400
	<i>a</i>	800...1200	1200...2000
Üresjáratban elmozdul	<i>c</i>	150...200	200...350
	<i>b</i>	200...300	300...500
	<i>a</i>	250...400	400...700
Terhelés alatt elmozdul	<i>c</i>	—	30...100
	<i>b</i>	—	50...150
	<i>a</i>	—	100...200

Megjegyzés:

a sztatikus,

b enyhén dinamikus,

c erősen dinamikus jellegű üzemet jelent

geceket továbbá egy vagy több sorban lehet elhelyezni. Eszerint ismert az egy-, két- és háromsoros szegecselés.

Átlapoló szegecselésnél a két lemezvég egymáson, bizonyos nagyságú átfedéssel helyezkedik el. Átlapolással készített szegecskötéseknél hajlítógigénybevétel keletkezik mind a

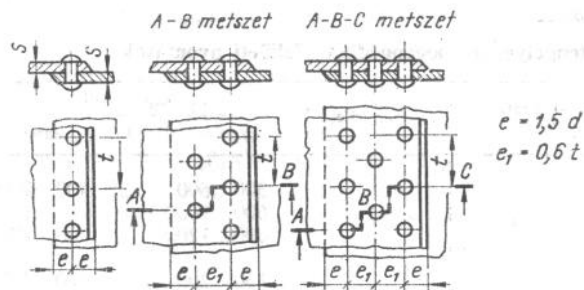
lemezekben, mind a szegecsekben. A 22.17. ábrán látható a hajlítás hatása, továbbá a hajlítás elkerülésének módszere szegecskötéseknél, a lemezvégek leélezésével. A leélezést csak különösen indokolt esetben használhatjuk, pl. kazánok átmeneteinél.



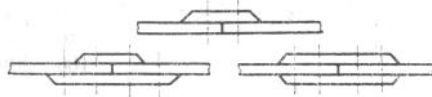
22.17. ábra. A hajlítás hatása

Átlapolással készített kötésnél a szegecsket egy-három sorban szokás elhelyezni (22.18. ábra). Belső túlnyomásnak kitétt szegecskötésekhez 16 mm-nél nagyobb nyomások és 44 kg/mm²-nél nagyobb szakítószilárdságú lemezek szegecselésénél átlapolás nem alkalmazható. A külső szegecssor távolsága a lemezszéltől $e = 1,5d$, többsoros szegecselésnél a szegecs sor távolsága a szegecsosztás 0,6-szerese.

Az átlapoló szegecselés hátrányos tulajdonságai egyoldalas hevederes kötésnél is fennállnak. Kétoldalas hevederes kötésnél hajlítógigénybevétel nem ébred. A hevederes kötés készülhet mindkét oldalon egyenlő vagy különböző szélességű hevederekkel (22.19. ábra).



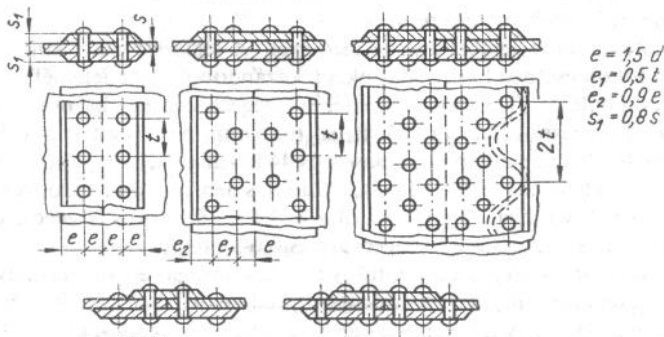
22.18. ábra. Átlapolással készült szegecskötések



22.19. ábra. Hevederes szegecskötés

A hevederes kötést készítik egy-, két és három soros kivitelben. A háromsoros hevederes kötésnél a külső szegecssor minden második helyén kihagyják a szegecsot (kihagyásos szegecselési mód), és a lemezszéleket hullámosítják a jobb tömöríthetőség érdekében (22.20. ábra). Kazánoknál a kétoldali hevederek végeit egymáshoz képest legalább egy lemezvastagságnyira el kell tolni, nehogy a tömörítés a köpenylemez túlságosan igénybe vegye.

Hevederes kötéseknél a hevederlemez vastagsága az alaplemez vastagságának 5/8...0,8-szorosa lehet,



22.20. ábra. Hevederes kötések

A szegecskötéseket a felhasználási területnek megfelelően méretezik. A szegecselést három alapvetően különböző, főbb területen alkalmazzák.

1. Belső túlnyomásra igénybe vett kazánok és tartályok szegecskötései.
2. Erőhatásnak kitett (vasszerkezeti) szegecselések.
3. Tömítő feladatot ellátó szegecskötések, amelyeket főleg csak a hidrostatikus nyomásból adódó erők vesznek igénybe.

A szegecsket főként tapasztalati képletek és előírások alapján méretezik.

Belső túlnyomásnak kitett berendezéseknél a szegecsket a kazán vagy tartály számításánál adódott lemezvastagság függvényében méretezzük. Ha a lemezvastagság s , akkor a szegecs d átmérője a Bach-féle tapasztalati képlet alapján:

$$d = \sqrt{50s - a};$$

a képletbe a lemezvastagságot mm-ben kell behelyettesíteni, az a állandó értéke a következő:

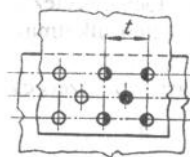
- $a = 4$ mm átlapolt szegecskötésnél,
- $a = 5$ mm egysoros hevederes kötésnél,
- $a = 6$ mm kétsoros hevederes kötésnél,
- $a = 7$ mm háromsoros hevederes kötésnél.

A szegecs t osztásának tájékoztató értékei:

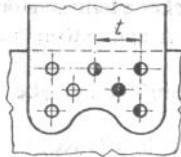
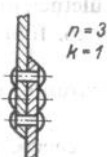
- $t = 2d + 8$ mm egysoros átlapolt szegecselés
- $t = 2,6d + 15$ mm kétsoros átlapolt szegecselés
- $t = 3d + 22$ mm háromsoros szegecselés
- $t = 2,6d + 10$ mm egysoros hevederes szegecselés
- $t = 3,5d + 15$ mm kétsoros hevederes szegecselés
- $t = 6d + 20$ mm háromsoros kihagyásos hevederes szegecselés

A szegecssorok távolságának tájékoztató értékei az ábrákon található.

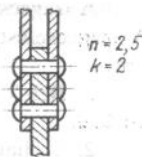
A szegecsket nyírásra is ellenőrzik. A nyíróerő meghatározásakor a lemezben megengedhető húzófeszültségből indulunk ki. Az egy osztásra jutó megengedhető húzóerőt a nyírófeszültség számításakor elosztjuk a nyírt szegecs keresztmetszetek számával. A 22.21. ábrán látható átlapolt háromsoros szegecskötésnél a nyírt szegecs számát egy osztáson belül $n = 3$, a nyíróerő szegecsenként egy keresztmetszetet nyír, $k = 1$, így a nyírt keresztmetszetek száma $\sum(nk) = 3$. A 22.22. ábrán látható háromsoros kihagyásos hevederes kötésnél az egy osztáson belül nyírt szegecs számát $n = 2,5$ és valamennyi szegecsnél a kétoldalt elhelyezett



22.21. ábra. Átlapolt háromsoros kötés



22.22. ábra. Háromsoros kihagyásos hevederes kötés



hevederek két keresztmetszetet nyírnak, $k = 2$, a szegecsnek kétnyírásúak. Így a $\sum(nk) = 5$. Ha az egy szegecsosztásra eső nyíróerőt F_t -vel jelöljük akkor a nyírófeszültség átlagos értéke:

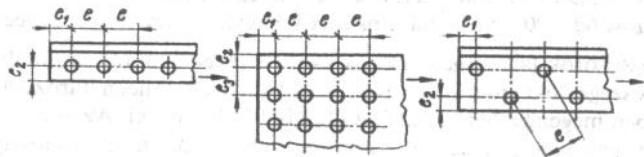
$$\frac{F_t}{\sum(nk)} \frac{4}{\pi d^2} = \tau_{\text{meg}}$$

A nyírófeszültség megengedhető átlagos értéke szegecskötéseknél $\sigma_B = 38 \text{ kp/mm}^2$, vagy ennél kisebb szakítószilárdságú szegecsknél $\tau_{\text{meg}} = 700 \text{ kp/cm}^2$, különböző anyagoknál a megengedhető átlagos nyírófeszültség a szakítószilárdsággal arányosan növelhető.

Erőhatást továbbító (vasszerkezeti) szegecseléseknel a szegecs-átmérőt szintén az s lemezvastagság függvényében határozzuk meg:

$$d = \sqrt{50s} - 2 \text{ mm.}$$

A képletbe az s lemezvastagságot mm-ben kell helyettesíteni. A szegecs távolsága a lemez szélétől (22.23. ábra) az erő irányában $e_{\text{min}} = 2d$, kivételesen $e_{1\text{min}} = 1,5d$, az erre merőleges irányban $e_{2\text{min}} = 1,5d$.



22.23. ábra. Szegecs távolsága

A szegecs távolsága az erő irányában $e = 3,5 \dots 6d$. A szegecsket nyírásra ellenőrizzük, továbbá meghatározzuk a szegecs hengeres felületén keletkező palástnyomás értékét. A palástnyomásból keletkező felületi

terhelés a szegecsszár vetületére számítva:

$$p = \frac{F}{dsn}$$

A képletben F a terhelés, és az F terhelés által igénybevett szegecs szám n .

Alkalmazzák végül a szegecselést olyan kötések létrehozására is, ahol sem belső túlnyomás, sem lényeges erőhatás a kötést nem terheli. Ezeknél a szegecsátmérőt szintén a lemez s vastagságának függvényében határozzuk meg:

$$d = \sqrt{50s} - 4.$$

A képlet tapasztalati, egyéb méretezés ebben az esetben nem végezhető. A szegecs távolsága a jó tömítés miatt sem vehető nagyobbra, mint az egyébként szokásos $3,5 \dots 4,5d$.

Példa. Méretezzünk nagy vízterű gőzkazánt szegecseléssel. Kiindulási adatok: a tartály belső átmérője $D = 2500 \text{ mm}$, a maximális üzemi nyomás $p = 12 \text{ at}$, a kazánlemez anyaga $41F$ ($\sigma_B \approx 44 \text{ kp/mm}^2$). Esetünkben:

$$Dp = 250 \cdot 12 = 3000 \text{ kp/cm,}$$

azaz háromsoros hevederes szegecskötést kell választani.

Első lépésként a kazán falvastagságát kell kiszámítani, ehhez szükséges azonban σ_{meg} , valamint φ gyengítési tényező értéke.

$$\sigma_{\text{meg}} = \frac{\sigma_{Fm}}{n} \frac{2200}{1,6} \approx 1375 \text{ kp/cm}^2,$$

φ értéke a 22.6. táblázatból $\varphi = 0,83$, így a falvastagság (25. fejezet):

$$s = \frac{Dp}{2\sigma_{\text{meg}}\varphi - p} + 1 = \frac{3 \cdot 10^2}{2 \cdot 1375 \cdot 0,83 - 0,12} + 1 = 14,3 \text{ mm} \approx 1,5 \text{ cm.}$$

A szegecsátmérő

$$d = \sqrt{50s} - a = \sqrt{50 \cdot 15} - 7 = 20,4 \approx 20 \text{ mm,}$$

a szabványos szegecsátmérő sorozatban ui. a 20 mm-es áll a számított-hoz legközelebb.

A szegecsosztás képlete a 22.6. táblázat alapján

$$t = 5d + 20 = 5 \cdot 20 + 20 = 120 \text{ mm,}$$

Szegecselt tartály számításához szükséges kiindulási értékek

Gyengítési tényezők:

egysoros átlapolt	0,56...0,63
kétsoros átlapolt	0,65...0,70
háromsoros átlapolt	0,66...0,75
egysoros kéthevederes	0,63...0,70
kétsoros kéthevederes	0,75...0,77
háromsoros kéthevederes	0,80...0,85

A kisebb értékek a nagyobb, a nagyobbak a kisebb szegecsátmérőre vonatkoznak.

a értékei a szegecs átmérőjének meghatározásához:

egysoros átlapolt	} $a = 4 \text{ mm};$
kétsoros átlapolt	
háromsoros átlapolt	
egysoros egy- és kéthevederes	$a = 5 \text{ mm};$
kétsoros kéthevederes	$a = 6 \text{ mm};$
háromsoros kéthevederes	$a = 7 \text{ mm}.$

Szegecsosztások tájékoztató értékei mm-ben:

egysoros átlapolt	$t = 2d + 8;$
kétsoros átlapolt	$t = 2,6d + 15;$
háromsoros átlapolt	$t = 3d + 22;$
egysoros hevederes	$t = 2,6d + 10;$
kétsoros hevederes	$t = 3,5d + 15;$
háromsoros hevederes	$t = 5d + 20$

a gyengítési tényező pontos értéke tehát

$$\varphi = \frac{t-d}{t} = \frac{120-20}{120} = 0,835.$$

Nézzük meg erőegyensúlynál, hogy $\tau_{\text{meg}} = 700 \text{ kp/cm}^2$ esetén mekkora t szegecsosztás engedhető meg. A

$$\frac{Dpt}{2} = n \frac{\pi d^2}{4} \tau_{\text{meg}}$$

összefüggésből.

$$t = \frac{\pi n d^2}{2Dp} \tau_{\text{meg}} = \frac{\pi 10 \cdot 20^2 \cdot 700}{2 \cdot 2500 \cdot 12} \approx 146 \text{ mm}.$$

A tapasztalat szerint is

$$t_{\text{max}} = 8d = 80 \cdot 20 = 160 \text{ mm},$$

úgy, hogy kereken 160 mm legnagyobb szegecsosztással számolhatunk. Ebben az esetben φ értéke

$$\varphi = \frac{t-d}{t} = \frac{160-20}{160} = 0,875.$$

Ez az érték pedig kedvezőbb, mint a felvett 0,83-as érték, tehát a kiszámított lemezzvastagság megfelelő.

A hevederlemez falvastagsága viszont

$$S_1 = \frac{2}{3} S = \frac{2}{3} 15 = 10 \text{ mm},$$

tehát a szükséges szegecshossz

$$l = 2S_1 + S + 1,7d = 2 \cdot 10 + 15 + 1,7 \cdot 20 = 69 \approx 70 \text{ mm},$$

a szükséges szegecsméret tehát $\varnothing 20 \times 70$.

22.6. Hegesztett kötések méretezése

A hegesztett kötések méretezésekor feltételezzük egyrészt a kialakítás helyességét, másrészt a hegesztési technológia előírászerű kivitelét. Kézi hegesztés esetén a varrat minősége erősen függ a hegesztést végző dolgozó munkájától és képességeitől, ezért a hegesztőket időszakonként minősítő vizsgálatnak vetik alá. A fenti feltételezések helyessége esetén a méretezés kielégítő biztonsággal elvégezhető.

A hegesztett kötések méretezésekor a szilárdságtan elemi összefüggéseit alkalmazzuk. Figyelembe vesszük azonban azt a körülményt, hogy a varrat minden esetben gyengíti a keresztmetszetet, mert abban az anyag inhomogenitása következtében a feszültségek nem oszlanak meg egyenletesen, továbbá az aránylag gyors és egyenlőtlen lehűlés belső feszültségeket kelt, valamint a melegítés folyamán az alapanyagban — a varrat környékén — a szövetszerkezet megváltozhat.

Statikus terhelések esetén a varratban megengedhető feszültséget az alapanyagra nézve megengedhető feszültség alapján határozzuk meg, vagyis az alapanyagban megengedhető feszültséget megszorozzuk az α gyengítési tényezővel, amelynek értéke a 22.7. táblázatban található. A varratban megengedhető $\sigma_{v \text{ meg}}$ feszültség tehát

$$\sigma_{v \text{ meg}} = \alpha \sigma_{\text{meg}}.$$

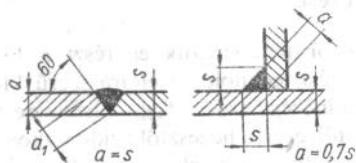
Varratgyengítési tényezők

Varratfajta	Terhelés	Gyengítési tényező
Tompavarrat	Húzás	0,75
	Nyomás	0,85
	Hajlítás	0,80
	Nyírás	0,65
Sarok-, homlok- és oldalvarrat	Valamennyi terhelési mód	0,65

A varratban keletkező feszültség számításához szükséges a hegesztési varrat keresztmetszetének ismerete. A varrat A_v keresztmetszetét a varrat jellemző a méretéből és a hasznos varrathosszból számítjuk:

$$A_v = a l_h$$

A varrat jellemző a méretét tompavarratoknál az s lemezvastagság-gal vesszük egyenlőnek. Sarokvarratnál a varrat jellemző mérete $a = 0,7s$ (22.24. ábra).



22.24. ábra. Tompavarrat és sarokvarrat

A hasznos varrathosszt a varrat tényleges hosszúságából és a jellemző varratméretből számítjuk:

$$l_h = l - 2a$$

A hasznos varrathosszúságot a varrat kráter nélküli hosszának is nevezik. Bevezetését az tette szükség-

gessé, hogy a varrat végénél a feszültségeloszlás és a szövetszerkezet bizonytalan, így teherviselés szempontjából a varrat végeire nem lehet számítani.

Nyugvó terhelésnek kitett hegesztett kötéseknel előfordul, hogy a kötést járulékos dinamikus erők terhelik. Ebben az esetben a méretezés során az F terhelő erőhatást egy ξ -dinamikus üzemi tényezővel megnöveljük. A dinamikus tényező értéke a következőképp változik:

Üzem jellege	ξ_{din} tényező
Nyugodt körforgást végző gépek	1,0...1,4
Lengő mozgást végző gépek	1,2...1,4
Lökésszerű erőhatások lehetségesek	1,3...1,5
Ütésszerű erőhatások is előfordulnak	2...3.

A varratban számított feszültségek csak névleges értékek tekintendők. Ezekhez a névleges feszültségekhez képest a hegesztési keresztmetszetben a keresztmetszet alakjától, a varratféleségtől függően, nagyobb feszültségcsúcsok közelében az anyag eléri a folyási határt. Szívós anyagokban a terhelés további növelésekor a feszültség a keresztmetszet többi részén is megnő és a feszültségcsúcsok így eltűnnek, az egész keresztmetszetben a folyási határnak megfelelő feszültség ébred, az anyag a feszültségcsúcsokat kiegyenlíti. Ezért nyugvóterhelés esetén ezeknek a feszültség-koncentrációs hatásoknak nincs különösebb jelentősége.

Az elmondottak alapján nyugvóterheléseknek és az ehhez járuló dinamikus hatásoknak kitett hegesztett kötések méretezésekor az alábbi képletekkel dolgozhatunk.

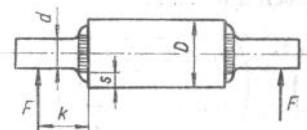
Húzás-nyomás esetén:

$$\sigma_{v\text{ meg}} = \alpha \sigma_{\text{meg}} = \frac{\xi_d F}{a l_h}$$

ahol $l_h = l - 2a$.

Hajlításra terhelt varrat esetén:

$$\sigma_{v\text{ meg}} = \alpha \sigma_{\text{meg}} \cong \frac{\xi_d M_h}{K_v}$$



22.25. ábra. Forgórész hegesztése

A képletben M_h a varratot terhelő hajlítónyomaték, és K_v a varrat keresztmetszeti tényezője. Például a 22.25. ábrán látható forgórész esetében:

$$\sigma_{v\text{ meg}} = \alpha \sigma_{\text{meg}} \cong \frac{\xi_d k F}{\frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}} = \frac{\xi_d k F}{0,1 D^3 \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)}$$

Nyírt varratok esetében:

$$\tau_{v\text{ meg}} = \alpha \sigma_{\text{meg}} = \frac{\xi_d F}{a l_h}$$

A varratra megengedett nyírófeszültség τ_{vmeg} értékét a 22.7. táblázatból kivethető a jósági foknak megfelelően az alapanyagra érvényes σ_{meg} megengedhető húzófeszültségből számítjuk.

Ha a varrat igénybevétele tiszta csavarás:

$$\tau_{\text{vmeg}} = \alpha \sigma_{\text{meg}} \cong \frac{\xi_d M_{\text{cs}}}{K_{\text{vp}}}$$

A képletben K_{vp} a varrat poláris keresztmetszeti tényezője. A 22.25. ábrán látható forgórész esetében a hajlítást elhanyagolva és feltételezve, hogy a hegesztett kötést M_{cs} csavarónyomaték terheli:

$$\tau_{\text{vmeg}} = \alpha \sigma_{\text{meg}} \cong \frac{\xi_g M_{\text{cs}}}{K_{\text{vp}}} = \frac{\xi_d M_{\text{cs}}}{0,2D \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right)}$$

Összetett igénybevételű hegesztett kötések esetében az eredőfeszültséget a következő egyszerűsített képlettel határozzák meg:

$$\sigma_{\text{eredő}} = \sqrt{\sigma_v^2 + \tau_v^2}$$

A képletben σ_v a varratban keletkező húzó- és τ_v a nyírófeszültség. A 22.25. ábrán látható forgórész esetében a feszültség:

$$\sigma_{\text{eredő}} = \sqrt{\left(\frac{\xi_d F k}{0,1D^3 \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right)}\right)^2 + \left(\frac{\xi_d M_{\text{cs}}}{0,2D^3 \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right)}\right)^2} \cong \sigma_{\text{vmed}} = \alpha \sigma_{\text{meg}}$$

Ponthegeztés méretezésekor az egy hegesztési pont által felvehető terhelésből indulhatunk ki. A 22.8. táblázat tartalmazza a lemezvastagság függvényében a kötés egy-egy hegesztési pontja által felvett erőhatást nyírásra és húzásra, ötvözött és ötvözetlen acéllemezek esetében.

A hegesztési pontok legkisebb osztástávolsága ponthegeztésnél a lemez vastagságának függvénye az alábbiak szerint:

lemezvastagság	legkisebb osztás
$s \leq 0,6$ mm	9 mm
$s \leq 0,8 \approx 1,2$ mm	12 mm
$s = 1,5 \approx 2,5$ mm	15 mm.

22.8. táblázat

Ponthegeztés terhelhetősége

Lemezvastagság, mm	Egy pont teherbírása, kp				Elektróda átmérő, mm
	nyírásra, lemez		húzásra, lemez		
	ötvözetlen	ötvözött	ötvözetlen	ötvözött	
0,2	50	100	10	15	5
0,4	130	200	20	30	
0,6	225	320	35	50	
1,0	405	575	60	85	6...8
1,5	875	900	95	135	8...10

Változó igénybevételű hegesztések esetén a kifáradási szempontoknak megfelelően méreteznek. A kézikönyvekben erre vonatkozóan közelítő módszereket találhatunk. Tekintettel arra, hogy váltakozó igénybevételeknél a feszültség-koncentrációs hatások rendkívül élesen jelentkeznek, a varratban pedig a feszültség-koncentráció igen sok tényezőtől függ, a legbiztosabb módszer, ha modellkísérlettel meghatározzuk az adott varrat típusú kifáradási határát és az így kapott adatokkal méretezzünk.

Példa. Csőtengely tompavarratos kötését kell méretezni a következő feltételekkel (22.26. ábra).

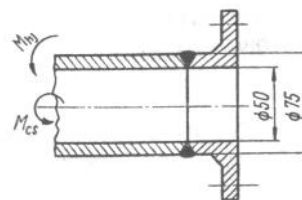
Varrat: I.B. osztályú tompavarrat

Anyag: A37 előírt biztonsági tényező: $n_{\text{előírt}} = 2$,

Igénybevétel: váltakozó hajlítónyomaték

$M_{\text{hj}} = \pm 50 \text{ m} \cdot \text{kp}$.

$$K = \frac{(7,5^4 - 5^4)\pi}{32 \cdot 7,5} = 33,4 \text{ cm}^3$$



22.26. ábra. Csőtengely tompavarratos hegesztése

Váltakozó csavarónyomaték

$$M_{cs} = \pm 150 \text{ m} \cdot \text{kp}$$

dinamikus tényező:

$$\text{hajlításra } \varphi_{hj} = 1,3,$$

$$\text{csavarásra } \varphi_{cs} = 1,1.$$

A varratban ébredő feszültségek:

a) Hajlításból:

$$\sigma_{\max} = \frac{\varphi_h M_h}{K} = \frac{1,3 \cdot 5000}{33,4} \approx 194,5 \text{ kp/cm}^2.$$

b) Csavarásból

$$\tau_{\max} = \frac{\varphi_{cs} M_{cs}}{2K} = \frac{1,1 \cdot 15000}{2 \cdot 33,4} \approx 247,0 \text{ kp/cm}^2.$$

A fáradási mutatószám úgy hajlításra, mint csavarásra: -1 . Tompa-varrat nyírása esetén a *Neumann*-féle diagramokból.

$$\tau_f = 900 \text{ kp/cm}^2.$$

Hajlításra az említett diagramból:

$$\sigma_f = 975 \text{ kp/cm}^2.$$

A biztonsági tényezők értékei:

$$n_\tau = \frac{\tau_f}{\tau_{\max}} = \frac{900}{247} \approx 3,64,$$

$$n_\sigma = \frac{\sigma_f}{\sigma_{\max}} = \frac{975}{194,5} \approx 5.$$

Az eredő biztonsági tényező:

$$n_{\text{eredő}} = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{5 \cdot 3,64}{\sqrt{5^2 + 3,64^2}} \approx 2,94 > n_{\text{előírt}},$$

a varrat tehát megfelel.

23. Rugalmas, súrlódásos hajtások

23.1. Lapos bőrszíjhajtások méretezése

A méretezés célja a kiválasztott minőségű hajtósíj keresztmetszetének (szélesség, vastagság) és hosszának megállapítása. A hosszúság függ a tengelytávolságtól, az elrendezéstől és a végetlenítés fajtájától.

A méretezési számítás előtt ellenőrizni kell, hogy a módosítás belül esik-e a jó szíjhajtást eredményező határokon:

$$\frac{1}{5} \leq i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \leq 5.$$

A számítást megelőzően a szíjféleséget meg kell választani, ezzel már a síj vastagsága is korlátozott, mert minden szíjféleség vastagságát a 23.1. táblázat a szíjféleségek függvényében tájékoztatóan adja meg. Első számításra mindig egyrétű síjat kell feltételezni.

A számítás első szakaszában a hajtás adataiból kiszámítjuk azokat a mechanikai jellemzőket, amelyek ahhoz szükségesek, hogy a felvett síjvastagsághoz megállapíthassuk a megkívánt síjszélességet.

Közelítő számításakor a 23.1. táblázatban megadott síjvastagság legkisebb értékét kell alapul venni.

Kiszámítjuk a kerületi sebességet, amit a gyakorlatban a síjsebséggel azonosnak vehetünk:

$$v = \frac{\pi D n}{60 \cdot 1000} = \frac{D n}{19100} \text{ m/s.}$$

A v értékét a D és n ismeretében az MSZ 5484 tartalmazza.

A síjsebesség ismeretében kiszámítjuk a fellépő súrlódási tényezőt a következő gyakorlati képletből:

$$\mu = 0,2 + 0,008v,$$

a képlet szürkevasöntvény- vagy acéltárcsákra érvényes.

Kiszámítjuk a szíjhajtást jellemző α és β szögeket a következő képletek szerint.

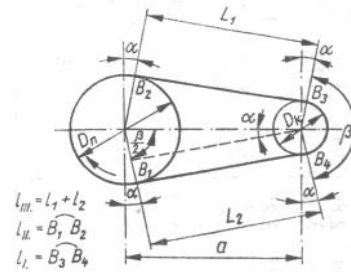
Szijak átlagvastagsága és rugalmassági modulusa

Szijszélesség, mm	szélességű szijak az MSZ 13460 szerinti átlagvastagsága, mm						
	20...60	60...100	100...160	160...200	200...300	300 felett	
Rugalmassági modulus, E , kp/cm ²	300...500	400...700	400...700	600...900	500...800	700...1000	
A bőrányag fajtája	szélességű szijak az MSZ 13460 szerinti átlagvastagsága, mm						
Növénycserzésű, hidegen zsírított, egyrétegű	4...4,5	4,5...5	5...5,5	5,5...6	6...6,5	6,5 felett	
Növénycserzésű, hidegen zsírított, kétrétegű	8...9	9...10	10...11	11...12	12...13	13 felett	
Növénycserzésű, beégetett, egyrétegű	4...4,5	4,5...5	5...5,5	5,5...6	6...6,5	6,5 felett	
Növénycserzésű, beégetett, kétrétegű	8...9	9...10	10...11	11...12	12...13	13 felett	
Krómcserzésű, melegen zsírított, egyrétegű	3,6...4	4...4,5	4,5...5,5	5,5...6	6...6,5	6,5 felett	
Krómcserzésű, melegen zsírított, kétrétegű	7,2...8	8...9	9...11	11...12	12...13	13 felett	

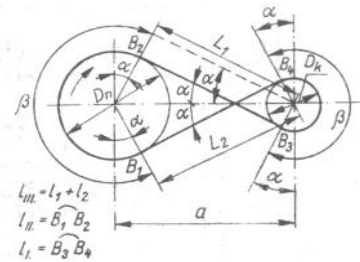
Nyitott szijhajtásnál (23.1. ábra).

$$\sin \alpha = \cos \frac{\beta}{2} = \frac{D_n - D_k}{2a};$$

$$\beta = 180 - 2\alpha.$$



23.1. ábra. Nyitott hajtás



23.2. ábra. Keresztezett hajtás

Keresztezett szijhajtásnál (23.2. ábra).

$$\sin \alpha = \cos \frac{\beta}{2} = \frac{D_n + D_k}{2a};$$

$$\beta = 180 + 2\alpha.$$

Ezekkel kiszámítjuk a feszültségi viszonyt

$$\varepsilon = e^{\mu\beta},$$

ahol β ívmértékben értendő, vagy közvetlenül kikeressük értékét a 23.2. táblázatból.

Kiszámítjuk a kerületi erőt

$$F = \frac{75P}{v} \text{ kp, ha } P \text{ LE-ben van megadva}$$

$$F = \frac{102P}{v} \text{ kp, ha } P \text{ kW-ban van megadva}$$

kerületi erő, a σ_m összefeszültség és a szijkeresztmetszet b és δ mérete között a következő összefüggés áll fenn:

$$F = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \left(\sigma_m - E \frac{\delta}{D_k} - \frac{v^2}{100} \right) b \delta \text{ kp,}$$

Feszültségi viszonyok

fok	Átfogási szög, β	Sűrítődési tényező, μ												
		Feszültségi viszony, $\varepsilon = \mu \beta$												
		0,200	0,225	0,250	0,275	0,300	0,325	0,350	0,375	0,400	0,425	0,450	0,475	0,500
36	0,628	1,13	1,15	1,17	1,19	1,21	1,23	1,25	1,27	1,29	1,31	1,33	1,35	1,37
54	0,942	1,21	1,24	1,27	1,30	1,33	1,36	1,39	1,42	1,46	1,49	1,53	1,56	1,60
72	1,256	1,29	1,33	1,37	1,41	1,46	1,50	1,55	1,60	1,65	1,71	1,76	1,82	1,87
90	1,570	1,37	1,42	1,48	1,54	1,60	1,67	1,73	1,80	1,87	1,95	2,03	2,11	2,19
108	1,884	1,45	1,53	1,60	1,66	1,76	1,84	1,93	2,03	2,13	2,23	2,34	2,45	2,57
126	2,198	1,55	1,64	1,73	1,83	1,93	2,04	2,16	2,28	2,41	2,54	2,69	2,84	3,00
144	2,512	1,65	1,76	1,87	1,99	2,12	2,26	2,41	2,56	2,73	2,91	3,10	3,30	3,51
153	2,669	1,70	1,82	1,95	2,08	2,23	2,38	2,55	2,72	2,91	3,11	3,33	3,55	3,80
162	2,826	1,76	1,89	2,03	2,18	2,34	2,51	2,69	2,89	3,10	3,32	3,57	3,83	4,11
171	2,983	1,82	1,96	2,11	2,27	2,45	2,64	2,84	3,06	3,30	3,55	3,83	4,12	4,45
180	3,141	1,87	2,03	2,19	2,37	2,57	2,77	3,00	3,25	3,51	3,80	4,11	4,44	4,81
189	3,297	1,93	2,10	2,28	2,48	2,69	2,92	3,17	3,44	3,74	4,06	4,41	4,74	5,20
198	3,454	2,00	2,18	2,37	2,58	2,82	3,07	3,35	3,65	3,98	4,34	4,74	5,16	5,63
207	3,611	2,06	2,25	2,47	2,70	2,95	3,23	3,54	3,87	4,24	4,64	5,08	5,56	6,08
216	3,768	2,13	2,33	2,57	2,82	3,10	3,40	3,74	4,11	4,52	4,96	5,45	5,99	6,59
225	3,925	2,19	2,42	2,67	2,94	3,25	3,58	3,95	4,36	4,81	5,30	5,85	6,45	7,11
234	4,082	2,26	2,51	2,77	3,07	3,40	3,77	4,17	4,62	5,12	5,67	6,27	6,95	7,70
252	4,396	2,41	2,69	3,00	3,35	3,74	4,17	4,66	5,20	5,81	6,47	7,24	8,07	9,02
288	5,024	2,73	3,10	3,51	3,98	4,52	5,12	5,81	6,58	7,47	8,45	9,60	10,87	12,35

ahol

 b a szíjszélesség, cm, δ a szíjvastagság, cm, D_k a kis tárcsaátmérő, cm.

Ebben a képletben a σ_m összefeszültség megengedett értékét 33 kg/cm²-nek vesszük fel.

Jelöljük az előbbi egyenlet jobb oldalán szereplő

$$\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \left(\sigma_m - E \frac{\delta}{D_k} - \frac{v^2}{100} \right)$$

kifejezést σ_p -vel ezzel a következő egyszerű képlethez jutunk:
ill.

$$F = \sigma_p b \delta \quad \text{kp};$$

$$b = \frac{F}{\sigma_p \delta} \quad \text{mm},$$

ahol b a szíjszélesség, cm, δ a szíjvastagság, cm.

Ezzel megkaptuk a b szélesség számított értékét, amit a legközelebbi szabványos szíjszélességre (MSZ 13460) kerekítünk.

Ha meglevő elrendezéshez (ahol a tárcsaméretek adottak) végeztük a számítást megállapítjuk, hogy ez a szíjszélesség a tárcsához megfelelő-e. Ebben az esetben, valamint új szíjhajtás tervezésénél is a szíjtárcsa szélessége kb. 20%-kal legyen nagyobb az alkalmazott szíj szélességénél (MSZ 14494). Ha a szíjtárcsák szélessége az így kapott szíjszélességhez nem megfelelő, akkor vagy új szíjtárcsákat kell választani és a számítást újra el kell végezni, vagy különleges esetekben a gyártóval kell a szíj szélességét, ill. szíj vastagságát megbeszélni.

Ha a számított szíjszélesség a tárcsa szempontjából megfelelő, akkor még a további ellenőrző számításokat kell elvégezni:

A szíjanyag gazdaságos kihasználása szempontjából kívánatos, hogy a hasznos igénybevétel (σ_1) a feszes szíjágban

$$\sigma_1 = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} F \frac{1}{b \delta} \cong \frac{2}{3} \sigma_m$$

legyen, amit a szíjvastagság és szélesség változtatásával közelíteni lehet,

ahol b a szíjszélesség, cm, δ a szíjvastagság, cm.

Az $\frac{e}{\varepsilon-1}$ kifejezés értékei

Átfogási szög, β		Surlódási tényező, μ												
		0,200	0,225	0,250	0,275	0,300	0,325	0,350	0,375	0,400	0,425	0,450	0,475	0,500
fok	ívmérték	$\frac{e}{\varepsilon-1}$ kifejezési értékei												
36	0,628	8,69	7,67	6,88	6,26	5,76	5,35	5,00	4,70	4,45	4,23	4,03	3,86	3,70
54	0,942	5,77	5,17	4,70	4,34	4,03	3,78	3,56	3,38	3,17	3,04	2,89	2,79	2,67
72	1,256	4,45	4,03	3,70	3,44	3,17	3,00	2,82	2,67	2,54	2,41	2,32	2,22	2,15
90	1,570	3,70	3,38	3,08	2,85	2,67	2,49	2,37	2,25	2,15	2,05	1,97	1,90	1,84
108	1,884	3,22	2,89	2,67	2,52	2,32	2,19	2,08	1,97	1,89	1,81	1,75	1,69	1,64
126	2,198	2,82	2,56	2,37	2,21	2,08	1,96	1,86	1,78	1,71	1,65	1,59	1,54	1,50
144	2,512	2,54	2,32	2,15	2,01	1,89	1,79	1,71	1,64	1,58	1,52	1,48	1,44	1,40
153	2,669	2,43	2,22	2,05	1,93	1,81	1,73	1,65	1,58	1,52	1,47	1,43	1,39	1,36
162	2,826	2,32	2,12	1,97	1,85	1,75	1,66	1,59	1,53	1,48	1,43	1,39	1,35	1,32
171	2,983	2,22	2,04	1,90	1,79	1,69	1,61	1,54	1,49	1,44	1,39	1,35	1,32	1,29
180	3,141	2,15	1,97	1,84	1,73	1,64	1,57	1,50	1,44	1,40	1,36	1,32	1,29	1,26
189	3,297	2,08	1,81	1,78	1,68	1,59	1,52	1,46	1,41	1,37	1,33	1,29	1,26	1,24
198	3,454	2,00	1,85	1,73	1,63	1,55	1,48	1,43	1,38	1,34	1,30	1,27	1,24	1,22
207	3,611	1,94	1,80	1,68	1,59	1,51	1,45	1,39	1,35	1,31	1,27	1,25	1,22	1,20
216	3,768	1,89	1,75	1,64	1,55	1,48	1,42	1,37	1,32	1,28	1,25	1,22	1,20	1,18
225	3,925	1,84	1,7	1,60	1,52	1,44	1,38	1,34	1,30	1,26	1,23	1,21	1,18	1,16
234	4,082	1,79	1,66	1,57	1,48	1,42	1,36	1,32	1,28	1,24	1,21	1,19	1,17	1,15
252	4,396	1,71	1,59	1,50	1,43	1,37	1,32	1,27	1,24	1,21	1,18	1,16	1,14	1,12
288	5,024	1,58	1,48	1,40	1,34	1,28	1,24	1,21	1,18	1,15	1,13	1,12	1,10	1,09

Az $\frac{e}{\varepsilon-1}$ viszonyszám a 23.3. táblázatból választható.

A hajlítgatási szám (f) ellenőrzése (a hajlítgatási szám részletes magyarázatát lásd később).

$$f = \frac{v}{L} 3600z,$$

ahol v a szíjsebesség, m/s,

L a tompa szíjhossz, m,

z a hajtásban szereplő tárcsák száma.

A tompa szíjhossz kiszámítására a következő képletek szolgálnak: A következőkben jelöljük a tárcsaátmérőket D_n (nagy tárcsa) és D_k (kis tárcsa) betűkkel, mert a szíj-átfogás mértéke kizárólag a tárcsaátmérőktől és a tengelytávolságtól függ.

Nyitott hajtásnál:

$$L = 2a \sin \frac{\beta}{2} + \pi D_n \frac{180+2\alpha}{360} + \pi D_k \frac{180-2\alpha}{360}$$

$\beta \cong 140^\circ$ esetén használható közelítő képlet:

$$L = 2a + \frac{\beta}{2} (D_n - D_k) + \frac{(D_n - D_k)^2}{4a}$$

Keresztezett szíjhajtásnál:

$$L = 2a \sin \frac{\beta}{2} + (D_n + D_k) \pi \frac{180+2\alpha}{360}$$

Az óránkénti hajlítgatási szám értéke a következő ajánlások szerint bírálendő el:

- 20 000-ig beégetett gépszíj,
- 20 000 felett 30 000-ig hidegen vagy melegen zsírozott gépszíj ajánlatos,
- 30 000 felett bőrszíjhajtást nem lehet alkalmazni.

További ellenőrzésként a legkedvezőbb szíjsebességet (a maximálisan átvihető teljesítményhez tartozó sebesség) kell meghatározni.

$$v_{opt} = \sqrt{\frac{100}{3} \left(\sigma_m - E \frac{\delta}{D_k} \right)} \text{ m/s.}$$

A gyakorlatban a szíjsebesség ajánlott értékei 20...30 m/s, az elméleti legkedvezőbb szíjsebesség alkalmazásának gyakorlati határai vannak, a szíj nyugtalan járásának elkerülésére.

A hajtás csapágyazásának ellenőrzésére ki kell számítani a tengelyhúzást.

A szíjágakban fellépő feszítőerők:

$$T_0 = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} F + C;$$

$$T_1 = \frac{1}{\varepsilon - 1} F + C.$$

A csapágméretezés végett a szíjhúzásból eredő csapágyterhelés értékét a következő összefüggés adja: (a csapágyra hajtó teljes húzóerő H):

$$H \approx (T_1 - C) + (T_0 - C) = \frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon - 1} F \quad \text{kp.}$$

Ha az ellenőrző számítások valamelyike kedvezőtlen eredményt ad, akkor a hajtás elrendezésén értelemszerűen változtatni kívánatos a következő változatok, ill. ezek kombinációja szerint:

- szíjtárcsaátmérők változtatása;
- szíjszélesség változtatása;
- módosítás változtatása;
- szíjvastagság változtatása (vastagítás csak végső esetben).

Módosítás. A szíjhatásban résztvevő két tárcsa fordulatszámja rendszerint nem egyező. A hajtótárcsa és hajtott tárcsa fordulatszámának viszonyát (i) módosításnak nevezzük.

$$i = \frac{n_1}{n_2}.$$

Csúszásmentes hajtást feltételezve a módosítás az átmérők hányadosával is kifejezhető:

$$i = \frac{D_2}{D_1}.$$

Az átmérők különbségének növelése — változatlan tengelytávolság mellett — csökkenti a kistárcsán átfogott szöget, ami az átvihető teljesítményt csökkenti.

Tengelytáv. Az a tengelytáv a tengelyek középvonalának egymástól mért, a tengelyekre merőleges távolsága. A tengelytávot legcélszerűbb max. 0,5 mm átmérőjű huzallal közvetlenül, vagy akadályok esetében a vízszintes és függőleges vetületek segítségével geometriai számítással meghatározni. A tengelytávolság mérésénél megengedett hiba a mért távolság +0,3%-a.

Acélnál nagyobb nyúlású anyagból való eszközt (pl. spárgát, hevedert stb.) a méréshez használni nem szabad.

Ha a tengelytávolság csökken, akkor a kis tárcsán átfogott (β) szög és ennek következtében az átvihető teljesítmény is csökken. Ezért a szíj igénybevétele és élettartama szempontjából — különleges esetek kivételével — a legkedvezőbb tengelytáv 4...10 méter. Ha a tengelytáv nagyobb a szíjágak lengésének káros hatása nő.

A 4 m-nél kisebb tengelytávnál rendszerint nem a lapos szíj nyújtja a legkedvezőbb megoldást. Az ajánlható legkisebb tengelytáv következő tapasztalati képlet alapján számítható ki:

$$a_{\min} = 10 \sqrt{bD_n}.$$

Tompa szíjhossz. A tompa szíjhossz a szíj mértani hossza, azaz a lefelé ívelt ívek és az íveket érintőlegesen összekötő egyenesek összege (a szíjvastagságot, mint elhanyagolható befolyással bíró tényezőt figyelmen kívül hagyva). Ezt a hosszat a tárcsák középsíkjában vezetett max. 0,5 mm vastag acélhuzallal mérik vagy a tervezésnél a tengelytávolságból és a tárcsaátmérőkből számítják. A mérésnél megengedhető hiba a mért hosszak +0,3%-a.

A tompa szíjhosszból a szereléshez szükséges teljes szíjhosszat úgy kapjuk meg, hogy a végtelenítési átlapoláshoz szükséges többletet (MSZ 13 460) hozzáadjuk a tompa szíjhosszhoz.

Nyitott hajtás. A tompa szíjhossz a szíj négy részlethosszának összege (1. ábra)

$$L = L_1 + L_2 + L_3 + L_4,$$

$$\text{ahol } L_1 = a \sin \frac{\beta}{2};$$

$$L_2 = L_1;$$

$$L_3 = \pi D_n \frac{180 + 2\alpha}{360};$$

$$L_4 = \pi D_k \frac{180 - 2\alpha}{360};$$

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{D_n - D_k}{2\alpha}.$$

Keresztezett hajtás

A tompa szíjhossz itt is:

$$L = L_1 + L_2 + L_3 + L_4,$$

$$\text{ahol } L_1 = a \sin \frac{\beta}{2};$$

$$L_2 = L_1;$$

$$L_3 = \pi D_n \frac{180 + 2\alpha}{360};$$

$$L_4 = \pi D_k \frac{180 + 2\alpha}{360};$$

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{D_n + D_k}{2\alpha}.$$

Szíjsebesség. A szíjsebesség v , m/s a szíjnak másodpercenként megtett útja méterben.

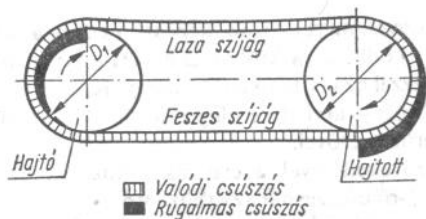
Csúszásmentes járást feltételezve a szíjsebesség egyenlő a hajtó vagy a hajtott tárcsa kerületi sebességével.

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi D_2 n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{D_1 n_1}{19100} = \frac{D_2 n_2}{19100} \quad \text{m/s}$$

Új szíjhajtások tervezésénél ajánlatos a szíjsebességet 20...30 m/s körül megválasztani. 3 m/s-nál kisebb és 30 m/s-nál nagyobb sebesség nem ajánlható.

Szíjcsúszás (szlip). A hajtott tárcsa kerületi sebessége mindig valamivel kisebb, mint a hajtótárcsáé. A két sebesség különbségének és a hajtótárcsa kerületi sebességének viszonya a viszonylagos csúszás (szlip). Százalékban kifejezve:

$$s = \frac{v_1 - v_2}{v_1} 100\%.$$



23.3. ábra. Szíjcsúszás

Megkülönböztethetünk megcsúszást (valódi csúszást) és kúszást (rugalmas csúszást) (23.3. ábra).

A megcsúszásnál a szíj minden részének sebessége kisebb, mint a hajtótárcsa kerületi sebessége. A megcsúszás a szíj túlterhelésének a zsírtartalom csökkenésének következménye, de a helytelen szerelés vagy üzemi viszonyok is előidézhetik.

A kúszás a tárcsán futó szíjrészek váltakozó megnyúlásának, ill. összehúzódásának következménye. Amint a feszes szíjág a hajtótárcsára felfut, megfeszülése keresztmetszetről keresztmetszetre mindaddig csökken, amíg a hajtótárcsát el nem hagyja. Így tehát a hajtótárcsán levő szíjdarab hosszirányban összehúzódik és viszonylag elmarad a tárcsától, tehát sebessége a tárcsa sebességénél mindig valamivel kisebb.

A hajtott tárcsánál éppen fordítva van. A hajtott tárcsán levő szíjrész keresztmetszetről keresztmetszetre megnyúlik, a szíj előresiet. A hajtott tárcsa kerületi sebessége tehát kisebb, mint a szíjsebesség.

Végeredményben tehát a hajtott tárcsa elmarad a hajtótárcsához képest.

A gyakorlatban a csúszás vagy csak kúszásból, vagy pedig kúszásból és megcsúszásból tevődik össze. A 3%-ig terjedő csúszások általában kúszás jellegűek, a 3% felettiek megcsúszásból erednek. 10% csúszáson felül a hajtás elveszti stabilitását és a szíj a tárcsáról leugrik.

A Hooke-féle arányossági törvényt szíjra is érvényesnek tekintve, a kúszásra a következő értéket kapjuk:

$$s_{\text{rug}} = \frac{F}{AE} = \frac{k}{E},$$

ahol A a szíjkeresztmetszet, cm^2 ,

$$k = \frac{F}{A} \quad \text{a fajlagos terhelés, kp/cm}^2.$$

A csúszás jelensége részben hasznos, részben pedig káros.

A kúszás jelensége hasznos, mert ez teszi képessé a szíjat a változó terhelésekhez való alkalmazkodásra. A kúszással együtt ugyanis növekszik a tapadás a tárcsán és ezzel az átvihető teljesítmény. Kisebb terhelésváltozás esetében a teljesítmény átvitelére elegendő 1...3%-os kúszás, amely szerint arányos a kerületi erővel.

A terhelés további növekedésével a csúszás fokozódik és megcsúszásba megy át. Kb. 10%-os csúszásnál az áthúzható kerületi erő nem növekszik tovább és a tárcsa a szíjat ledobja. Ezek szerint a szíj kb. 50...60%-os terhelés növekedéshez még alkalmazkodik.

A csúszás jelensége káros is lehet, mert a tárcsák és a szíj melegedése a futási egyensúlyt veszélyezteti és a szíj nagyméretű kopását, valamint a teljesítmény csökkenését idézi elő. A szíj melegedése anyagának kiszáradásával, a barkaréteg repedésével a szíj törékenységevel, végeredményben a szíj elszakadásával jár. A csúszás okozta dörzsölésből keletkező elektromosság esetleg veszéllyel is jár.

A kb. 3%-ig terjedő csúszásra minden esetben szükség van. Az ezen túlmenő csúszásnál kb. 4%-os csúszásig (kúszás és megcsúszás együttesen) a feszültségi viszony emelkedéséből eredő teljesítménytöbblet nagyobb, mint a csúszás okozta teljesítményvesztés. Kivételes esetekben (lökésszerű terhelések) időlegesen 6...7% összegezett csúszás is megengedhető. Ha a csúszás tovább nő a hajtás bizonytalanná válik. A 7%-on felüli csúszásokat minden körülmények között kerülni kell.

Súrlódási tényező. A szíjhajtásnál a teljesítmény átvitelét a szíjnak a tárcsákon való tapadása teszi lehetővé. A tapadás mértékét a súrlódási tényező jellemzi. A súrlódási tényező a következő paramétereknek függvénye:

- szíjtárcsák anyaga;
- hajtószíj bőryanaga;
- szíjsebesség;
- csúszás;
- hőmérséklet;
- bőryanag utókezelése (zsírozás);
- szíjtárcsák felületének minősége (érdesség) és a környezet légköri viszonyai (pl. nedvességtartalom, por stb.).

A szíjtárcsák anyaga a gyakorlatban leginkább szürkevas-öntvény, acél, acélöntvény vagy fa.

A tapadás szempontjából legkedvezőbb a szürkevasöntvény.

A bőr anyaga szerint a puhább és nyúlóképesebb (kisebb rugalmassági modulusú) szíjak tapadása kedvezőbb.

A szíjsebesség növekedésével általában a súrlódási tényező is nő.

Öntöttvas- vagy acéltárcsáknál a súrlódási tényező kiszámítására a következő gyakorlati képlet ajánlható:

$$\mu = 0,2 + 0,008v,$$

ahol v a szíjsebesség, m/s.

A súrlódási tényező a csúszás növekedésével bizonyos határig nő. A hőmérséklet növekedésével a súrlódási tényező csökken.

A gépszíjakat egyébként sem szabad olyan viszonyok között használni, amelyek mellett a növényi cserzésű bőrből készült gépszíj 40 °C-on felüli, a krómcserezésű pedig 60 °C felüli hőmérsékletre melegszik fel.

A súrlódási tényező értéke a bőr zsirtartalmától függően változik. A nagyobb zsirtartalmú gépszíjak súrlódási tényezője általában nagyobb. Ezért a szíj kiszáradását megfelelő zsírozó anyaggal ellensúlyozni kell.

A súrlódási tényező annál nagyobb, minél simább a tárcsa futófelülete. Ezért a tárcsákat a lehető legsimábbra kell megmunkálni. Téves és káros dolog a tárcsák érdesítése.

A tapadás szempontjából kedvezőtlen a gőzzel, gázzal vagy szilárd lebegőrezecskékkel (füsttel, porral stb.) szennyezett levegő.

Feszültségi viszony és szíjág megfeszülés. A szíjhajtás P teljesítményátvitelét v , m/s szíjsebesség esetén

$$F = \frac{75P}{v} \quad \text{kp,} \quad \text{ill.} \quad F = \frac{102P}{v} \quad \text{kp}$$

áthúzott kerületi erő mellett végzi, ha P értéke LE-ben, ill. kW-ban van megadva.

Az áthúzott kerületi erőnek a szíjtárcsatengelyre ható nyomatéka arányos a szíjágfeszülések különbségével, ezért a kerületi erő:

$$F = T_1 - T_0.$$

A szíjágak megfeszülésében mutatkozó különbséget a szíjtárcsa felületén működő súrlódás és a nyomatékátvitel okozza. A szíjban fellépő röptőerő hatásának figyelembevételével a megfeszülések között a következő összefüggés áll fenn:

$$\frac{T_1 - C}{T_0 - C} = e^{\mu\beta \frac{\pi}{180}},$$

ahol μ a működő súrlódási tényező;

β a tárcsán a szíj általában befogott központi szög °-ban;

e a természetes logaritmus alapszáma ($e = 2,718$);

C a röptőerő hatására a szijban fellépő megfeszülés kp-ban a következő képlet szerint számítható:

$$C = \frac{\gamma b \delta v^2}{10g} \approx \frac{b \delta v^2}{100}, \quad \text{kp.}$$

ahol γ a szij fajsúlya

b a szij szélessége, cm,

δ a szij vastagsága, cm,

g a nehézségi gyorsulás = $9,81 \approx 10 \text{ m/s}^2$.

Az előző összefüggésben előforduló

$$e^{\mu\beta \frac{\pi}{180}} = \varepsilon$$

kifejezést feszültségi viszonynak nevezzük.

A feszültségi viszony értékét a működő súrlódási tényező, valamint az elrendezés alapján megállapítható β szög ismeretével meghatározhatjuk és annak alapján a szíjak megfeszülései a következő képletekkel számíthatók:

$$T_1 = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} F + C \quad \text{kp.}$$

$$T_0 = \frac{1}{\varepsilon - 1} F + C \quad \text{kp.}$$

A szij által átvihető kerületi erő annál nagyobb, minél nagyobb a feszültségi viszony. Ennek értékét részben az átfogási szög növelésével, részben pedig a súrlódási tényező növelésével emelhetjük. A módosítás a kis tárcsán átfogott szöget befolyásolja, ezért az áttélt határok között kell tartani:

$$\frac{1}{5} \cong i \cong 5.$$

Az átfogási szög növelhető a tengelytáv nagyobbításával, a feszes szíjagnak alul való elhelyezésével, továbbá feszítőtárcsa alkalmazásával.

Rugalmassági modulus. A rugalmassági modulus a különféle gépszijanyagok tömörség és hajlékonyság szerint változó szilárdsági jellemzője. A rugalmassági modulus a feszültség és a hozzátartozó fajlagos nyúlás viszonya. A gépszij bőranyagánál ez a viszonyszám nem állandó érték.

A bőrszija méretezésénél a gazdaságos anyagkihasználásnak megfelelő 33 kg/cm^2 feszültséghez tartozó rugalmassági tényezők az egyes szijminőségeknél határok közé szoríthatók. A rugalmassági modulus ezeket a határértékeit az egyes bőrszija-féleségekre a Melléklet 1. táblázata tartalmazza. A táblázatban látható értékszórást az állati eredetű alapanyag magyarázza.

A maximális húzófeszültség megállapítása, a szíjszélesség kiszámítása
A hajtószíjat a fellépő legnagyobb húzóerőre kell méretezni. A feszes ágban a húzóerő a képletek alapján

$$T_1 = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} F + C = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} F + \frac{b \delta v^2}{100}, \quad \text{kp.}$$

Mivel ezt a húzóerőt a b cm széles és δ cm vastag keresztmetszet viseli, az 1 cm^2 -re eső feszültséget úgy kapjuk meg, hogy a fenti húzóerőt elosztjuk

$b\delta$ -val.

Az ilyen módon számított feszültség még nem a legnagyobb igénybevétel. A szíj ugyanis, miközben a tárcsára fut, arra ráhajlik és a szíjnak a középvonalától kifelé eső szálai nagyobb sugarú ívben hajolván a tárcsára, a szíj középvonalához képest megnyúlnak. Ez a megnyúlás a középvonaltól kifelé haladva fokozatosan növekszik és legnagyobb a külső felületen, tehát az ott fellépő igénybevételt kell számításba venni.

A tárcsára hajlott szíj középvonalának sugarát r -rel jelölve és a tárcsára futott szíj β központi szöghöz tartozó $r\beta$ hosszúságú darabját vizsgálva, a szíj külső felületén levő szálak meghosszabbodása a középvonalhoz képest:

$$\left(r + \frac{\delta}{2}\right)\beta - r\beta = \frac{\delta\beta}{2}.$$

A β szög ívmértékben értendő.

Ha ezt a meghosszabbodást elosztjuk a vizsgált szíjdarab $r\beta$ eredeti hosszával, megkapjuk a külső szál fajlagos nyúlását. A számítás a nagyobb fajlagos nyúlást adó kis tárcsán kell elvégezni:

$$\frac{\delta\beta}{2r\beta} \approx \frac{\delta}{D_k}.$$

Ez a fajlagos megnyúlás a külső szálakban többletfeszültséget okoz, amelyet úgy állapíthatunk meg, hogy a fajlagos nyúlás talált értékét megszorozzuk a rugalmassági tényezővel, E -vel.

Az előzők alapján a szíj külső szálaiban a feszes ág és tárcsa érintkezési helyein keletkező legnagyobb feszültség:

$$\sigma = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{F}{b\delta} + \frac{\delta}{D_k} E + \frac{v^2}{100}, \quad \text{kp/cm}^2;$$

$$\sigma \leq \sigma_{\text{meg.}}$$

Amint látjuk, a szíjban keletkező max. feszültség három részből tevődik össze. Az első rész

$$\sigma_1 = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{F}{b\delta}$$

az áthúzásból eredő hasznosítható feszültség, a második rész

$$\sigma_2 = \frac{\delta}{D_k} E,$$

a hajlításból eredő, nem hasznosítható feszültség a kis tárcsán (a nagy tárcsán pedig

$$\sigma'_2 = \frac{\delta}{D_n} E < \sigma_2).$$

a harmadik rész:

$$\sigma_3 = \frac{v^2}{100}$$

a röpítő erőből származó, nem hasznosítható feszültség.

A feszültségek alakulását a hajtás különböző helyein a 23.4. ábra mutatja:

A képletben az F áthúzott kerületi erőt az adott P teljesítményből a $F = \frac{75P}{v}$, ill. $F = \frac{102P}{v}$ összefüggés szerint számítva, ha P LE-ben, ill. kW-ban van megadva és a megrendelhető összefeszültség értékét $\sigma_m = 33 \text{ kg/cm}^2$ -ben fölvéve, az egyenlet átrendezése útján kapjuk:

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{F}{b\delta} = 33 - E \frac{\delta}{D_k} - \frac{v^2}{100}.$$

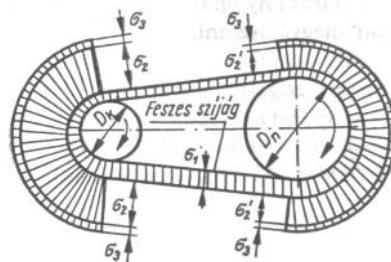
Ebből a szíjszélesség

$$b = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{F}{\left(33 - E \frac{\delta}{D_k} - \frac{v^2}{100}\right) \delta} \text{ cm};$$

ahol b a szíjszélesség cm,

δ a szíjvastagság cm,

D_k a kistárcsa átmérője cm.



23.4. ábra. A feszültségek alakulása

A legkedvezőbb szíjsebesség. Legkedvezőbb az a szíjsebesség, amely mellett, adott szíjhatással, a legnagyobb teljesítmény vihető át.

A kerületi sebesség növelésével növekszik az átvihető teljesítmény is. Ha a méretezésnél fennálló egyéb körülmények lehetővé teszik, akkor anyagtakarékossági szempontból a legkedvezőbb szíjsebességet kívánatos alkalmazni.

A képlet alapján

$$P = \frac{Fv}{75} \text{ LE};$$

$$P = \frac{Fv}{102} \text{ kW}.$$

E képletbe P értékét behelyettesítve:

$$P = \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}\right) \left(\sigma_m - E \frac{\delta}{D_k} - \frac{v^2}{100}\right) \frac{b\delta}{75} v \text{ LE},$$

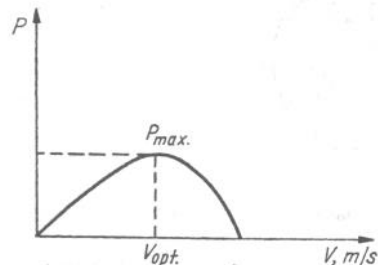
$$P = \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}\right) \left(\sigma_m - E \frac{\delta}{D_k} - \frac{v^2}{100}\right) \frac{b\delta}{102} v \text{ kW}.$$

Ezt az összefüggést ábrázolva v függvényében P -re harmadfokú parabolát kapunk (23.5. ábra).

A legnagyobb teljesítményhez tartozó legkedvezőbb szíjsebességet v_{opt} a következő képlettel számíthatjuk:

$$v_{opt} = \sqrt{\frac{100}{3} \left(\sigma_m - E \frac{\delta}{D_1} \right)}, \text{ m/s.}$$

Az elméletileg legkedvezőbb sebességet csak kivételesen lehet megvalósítani, mert 30 m/s felett a szíj járása nyugtalan. Általában tanácsos a szíjsebességet 20...30 m/s között megválasztani.



23.5. ábra. A legkedvezőbb szíjsebesség

Óránkénti hajlítgatások száma (szíjfrekvencia). A szíjfrekvencia értéke a szíj élettartamát befolyásolja és útmutatást is ad a szíjanyag megválasztása szempontjából. A szíjfrekvencia kiszámítását a gépszíjak méretezésénél soha se mellőzzük.

A szíjfrekvencia értékét a következő három tényező befolyásolja:

- a szíjsebesség,
- a tengelytávolság, ill. az ezzel összefüggő
- tompaszíjhossz,
- a hajtás elrendezése.

Az elrendezés szempontjából megkülönböztetünk:

- egyszerű (kéttárcsás),
- feszítőtárcsás és
- vezetőtárcsás hajtást.

A szíj egyszeri körülfutás alkalmával annyszor hajlik meg, ahány tárcsán átfut.

A hajlítgatás az anyag kifáradását idézi elő. A kifáradás jelensége abban mutatkozik, hogy a rostok elrendezése a hajlítgatások következtében folyamatosan változik és végső esetben a rostok közötti összefüggés meg is szűnik, azaz a szíj elszakad.

Ez a jelenség fokozottan érvényesül váltakozó irányú hajlítgatások (feszítőtárcsás elrendezés) hatására.

A hajlítgatási szám a következő összefüggésből számítható ki:

$$f = \frac{v}{L} 3600z.$$

Előfeszítés. Ahhoz, hogy egy szíjhatás bizonyos terhelést át tudjon vinni, a laza és a feszes szíjágban meghatározott feszültség szükséges. E feszültségek a szíj mozgásba helyezése alkalmával önműködően lépnek fel akkor, ha a szíj egy bizonyos mértékig elő van feszítve.

Az előfeszítés mértékét (H) a következő összefüggés adja meg:

$$H = \frac{T_1 + T_0}{2}.$$

Szereléseknél eddig még ezt az előfeszültséget berendezés hiánya miatt mérni nem tudjuk, ezért arra vagyunk utalva, hogy szerelés előtt annyival vegyük a szíjat rövidebbre, mint amennyi nyúlást az előfeszítés okozhat.

Gyakorlatilag jól bevált az előfeszítés előidézésére, ha a szerelésnél a tompa szíjhosszat

beégetett gépszíjagnál 1,5%-kal

hidegen zsírozott gépszíjagnál 2,5%-kal

rövidebbre vesszük.

Előre végtelenített gépszíjnál az előfeszítést a tengelytáv megfelelő növelésével kell elérni.

Példa.

Nyitott szíjhajtás

Villamos motor hajt közlőművet. A hajtás száraz, szobahőmérsékletű, tiszta levegőjű munkateremben működik.

A hajtás nyugodt, lökésmentes.

$$a = 3600 \text{ mm};$$

$$P = 18 \text{ LE.}$$

A hajtótárcsa adatai:

$$\begin{aligned}D_1 &= 250 \text{ mm;} \\B_1 &= 160 \text{ mm;} \\n_1 &= 960/\text{min.}\end{aligned}$$

A hajtott tárcsa adatai:

$$\begin{aligned}D_2 &= 900 \text{ mm;} \\B_2 &= 160 \text{ mm;} \\n_2 &= 260/\text{min (megkívánt érték)}.\end{aligned}$$

A szíjminőség kiválasztása

Első közelítésként hidegen zsírozott növényi cserzésű szíjat választunk, mégpedig az 1. táblázat értelmében a szíjtárcsa szélessége után várható szíjszélességnek megfelelően 5...6 mm vastagságú egyrétű szíj alapulvételével.

A méretezés menete

Megelőzően ellenőrizni kell azt, hogy az áttétel a jó szíjhajtást eredményező határokon belül esik-e?

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{960}{260} = 3,7.$$

E hányados kisebb levén 5-nél, tehát az előzőek értelmében a szíjhajtás elrendezése megfelelő. A szíjsebesség a hajtótárcsa adataiból:

$$v_1 = \frac{D_1 n_1}{19100} = \frac{250 \cdot 960}{19100} = 12,5 \text{ m/s.}$$

A hajtott tárcsa adataiból:

$$v_2 = \frac{D_2 n_2}{19100} = \frac{900 \cdot 260}{19100} = 12,2 \text{ m/s.}$$

A szíjcsúszás:

$$s = \frac{v_1 - v_2}{v_1} 100\% = \frac{12,5 - 12,2}{12,5} 100\% = \frac{30}{12,5} = 2,4\%.$$

Súrlódási tényező a szíjsebesség ismeretében:

$$\mu = 0,2 + 0,008 v_2 = 0,2 + 0,008 \cdot 12,2 = 0,298.$$

A szíjhajtásra jellemző szögek:

$$\alpha = \frac{D_n - D_k}{2a} \frac{180}{\pi} = \frac{900 - 250}{2 \cdot 3600} \frac{180}{3,14} = 5^\circ 10'$$

(ívmértékben 0,09);

$$\beta = 180^\circ - 2\alpha = 169^\circ 40' \quad (\text{ívmértékben } 2,96).$$

Ezzel kiszámítjuk a feszültségi viszonyt (vagy kikeressük a 23.2. táblázatból)

$$\varepsilon = e^{\mu\beta} = 2,718^{0,298 \cdot 2,96} = 2,718^{0,882}$$

$$\lg \varepsilon = 0,882 \cdot \log 2,718 = 0,882 \cdot 0,4343 = 0,3831$$

$$\varepsilon = \text{num} \cdot \log 0,3831 = 2,416.$$

A kerületi erő:

$$F = \frac{75P}{v} = \frac{75 \cdot 18}{12,2} = 111 \text{ kp.}$$

Az F kerületi erő, σ_m összefeszültség és a szíjkeresztmetszet közötti összefüggés:

$$F = \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \right) \left(\sigma - E \frac{\delta}{D_k} - \frac{v^2}{100} \right) b\delta,$$

ahol b , δ és D_k cm-ekben értendő.

Az egyenlet egyes kifejezéseinek értékei:

$$\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} = \frac{2,416 - 1}{2,416} = 0,585.$$

$$\sigma_{\text{meg}} = 33 \text{ kg/cm}^2$$

$$E \frac{\delta}{D_k} = \sigma_2 = 350 \frac{0,55}{25} = 7,7 \text{ kp/cm}^2;$$

$$\frac{v^2}{100} - \sigma_3 = \frac{12,2^2}{100} = 1,48 \text{ kp/cm}^2.$$

Az értékek behelyettesítése után az egyenlet értékét az előzők szerint 0,55 cm-nek felvéve:

$$111 = 0,585 (33 - 7,7 - 1,48) b 0,55,$$

innen

$$b = \frac{111}{7,7} = 14,4 \text{ cm.}$$

Mivel a kapott szíjszélesség a tárcsaszélességnek megfelelő, a számított szíjszélesség helyes. Ezek után még a következő ellenőrző számításokat kell elvégezni:

Szíj feszültségek

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{meg}} &= 33 \text{ kp/cm}^2; \\ \sigma_2 &= 7,7 \text{ kp/cm}^2; \\ \sigma_3 &= 1,48 \text{ kp/cm}^2. \end{aligned}$$

A hasznos szíjigénybevétel

$$\sigma_1 = \sigma_m - (\sigma_2 + \sigma_3) = 33 - (7,7 + 1,48) = 23,82, \text{ kp/cm}^2,$$

$$\frac{2}{3} \sigma_m = \frac{2 \cdot 33}{3} = 22 \text{ kp/cm}^2,$$

tehát a követelményeknek megfelel.

Hajlítgatási szám

$$f = \frac{v}{L} 3600z.$$

Ehhez szükséges a tompa szíjhossz L kiszámítása:

$$L_1 = a \sin \frac{\beta}{2} = 3600 \cdot \sin 84^\circ 50' = 3600 \cdot 0,996 = 3586 \text{ mm}$$

$$L_2 = L_1 = 3586 \text{ mm}$$

$$L_3 = D_1 \pi \frac{180 - 2\alpha}{360} = 250 \cdot 3,14 \frac{2,96}{6,28} = 369 \text{ mm}$$

$$L_4 = D_2 \pi \frac{180 + 2}{360} = 900 \cdot 3,14 \frac{3,32}{6,28} = 1497 \text{ mm}$$

$$L = L_1 + L_2 + L_3 + L_4 = 9038 \text{ mm}$$

Az előző egyenletbe behelyettesítve

$$f = \frac{12,2}{9,038} 3600 \cdot 2 = 9718/\text{h.}$$

A szíjfrekvencia miatt tehát még beégetett gépszíj is megfelelne, a hajlékonyság szempontjából azonban hidegen zsírozott szíj választása a helyes.

Legkedvezőbb szíjsebesség:

$$v_{\text{opt}} = \sqrt{\frac{100}{3} \left(\sigma_m - E \frac{\delta}{D_1} \right)} = \sqrt{\frac{2530}{3}} = 29,15 \text{ m/s.}$$

A legkedvezőbb szíjsebesség helyett, a kötöttségek miatt (szíjtárcsa adott mérete, átvíendő teljesítmény, fordulatszámok) 12,2 m/s szíjsebesség adódott, tehát a szíj kedvezőtlenül van kihasználva.

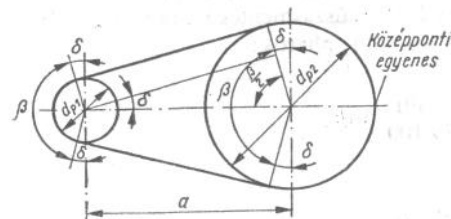
23.2. Ékszíjhajtás méretezése

A részletes méretezés előtt — a laposszíjhajtáshoz hasonlóan — ismertetjük azokat az alapösszefüggéseket, amelyekkel az áttételi viszony, ill. a legfontosabb tényezők egymással összefüggésbe hozhatók.

Az áttételt kifejezhető a fordulatszámok, ill. az átmérők arányával (23.6. ábra):

$$i = \frac{n_1}{n_2} \approx \frac{d_{p2}}{d_{p1}}.$$

A fordulatszámok az átmérőkkel fordítva arányosak. Természetesen az átmérő-viszony csak akkor fogható el, ha csúszásmentes hajtást



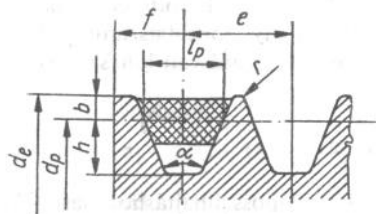
23.6. ábra. A feszes szíjág szögeltérése

valósítunk meg. Ez ékszíjknál gyakorlatilag megvalósul. A későbbiekben, a példák kapcsán bizonyos mértékű csúszással is kell számolnunk, hogy a pontos fordulatszámokat megkapjuk.

Üzemi célokra javasolt áttételek: gyorsítás esetén 1,0...0,1; lassító hajtásnál 1,0...10,0 között.

Külön megemlítjük, hogy az ékszíjtárcsák számítása során a jellemző átmérő a tárcsa névleges átmérője (23.7. ábra).

Ezzel kapcsolatban figyelembe kell venni az egyes horonyprofilok esetén ajánlott jellemző átmérőtartományt és a hozzá tartozó horonyszögeket. Ezek értékeit a 23.4. táblázat tartalmazza. Az egyes ékszíjszelvényekhez tartozó legkisebb ajánlott jellemző tárcsaátmérő értékei 23.5. táblázatban találhatók.



23.7. ábra. Ékszíjtárcsa és ékszíz méretek

A méretezéshez szükséges a szíjsebesség meghatározása is. Célszerű minél nagyobb, az optimálishoz közeledő értékkel dolgozni. Ez egyidejűleg biztosítja, hogy minél kevesebb számú szíjjal lehessen a teljesítményt átvinni, de a szíjtárcsára és a rendszerre káros centrifugális erőt még ne közelítsük meg. Különböző szakirodalmi ajánlások az optimális szíjsebességértékét 18...22 m/s között adják meg, egyesek 24...30 m/s maximumot rögzítenek. Az ajánlott szelvényméretek sebességek és átvihető teljesítmények kapcsolatát a 23.6. táblázat adja.

Feltételezve a már említett csúszásmentes hajtást, a kerületi sebességek az alábbi összefüggésekből kaphatók:

$$v = \frac{d_{p1} \pi n_1}{60 \cdot 1000} \approx \frac{d_{p1} n_1}{19\,100} \text{ m/s,}$$

ill.

$$v = \frac{d_{p2} \pi n_2}{60 \cdot 1000} \approx \frac{d_{p2} n_2}{19\,100} \text{ m/s.}$$

23.4. táblázat

Ékszíjtárcsák jellemzői

Szelvényjel	Jellemző átmérő tartomány, d_p , mm	Horonyszög α°	A horonyszög tűrése
Z	63...90 95...250	34 38	$\pm 30'$
A	90...125 132...710	34 38	
B	125...200 212...1000	34 38	
C	200...300 315...1600	36 38	
D	355...500 530...2000	36 38	
E	500...630 670...2500	36 38	

23.5. táblázat

A legkisebb jellemző tárcsaátmérő

A szelvény jele	Z	A	B	C	D	E
Kistárcsaátmérő, $d_{p \min}$, mm	63	90	125	200	355	500

Megjegyzés:

Nedves vagy poros helyen, továbbá ha a szíj lökészerű igénybevételnek van kitéve, a kistárcsaátmérőt ajánlatos a táblázatban megadott értékénél legalább 25%-kal nagyobbra venni.

Ajánlott szelvényméretek

Átvihető teljesítmény, kW		Ékszíjsebesség, m/s		
felett	-ig	5-ig	5...10	10 felett
	0,75	Z és A	Z és A	Z
0,75	1,5	Z, A és B	Z és A	Z és A
1,5	3	A és B	Z, A és B	Z és A
3	5,5	B és C	A és B	A és B
5,5	11	C	B és C	B és C
11	22	—	C	B és C
22	44	—	D és E	C és D
44	150	—	E	D és E
150		—	—	E

Reális értékeléshez célszerű kb. 1%, ún. rugalmas csúszást (szlip) számításba venni.

A kerületi sebesség meghatározása után következhet az átvitt teljesítmény ismert képletek szerinti számítása. Célszerű az összefüggéseket mind LE-ben, mind kW-ban felállítani. A kerületi erő a teljesítményből számítandó.

$$F = \frac{75P}{v} \text{ kp, ha } P \text{ LE-ben adott,}$$

ill.

$$F = \frac{102}{v} \text{ kp, ha } P \text{ kW.}$$

E kérdéshez kapcsolódik az *előfeszítés*, ez az ékszíjakban ébredő erőt hozza létre. A tárcsák tengelyét hajlítani igyekszik. A tengelyhúzásnak is nevezett, F_t erő a φ áthúzási fokkal számítható:

$$F_t = \frac{F}{\varphi}, \text{ kp.}$$

A $\varphi = F/F_t < 1$, értéke 0,4...0,5 körül van. Gyakorlatilag az F_t tengelyhúzás az F , kerületi erőnek 2...2,5-szerese, ez minden ékszíjhajtásnál javasolt értéknek is tekintendő, amelytől eltérni nem célszerű. Megjegyezzük, hogy az ékszíjak előfeszítése azért is fontos, mert ellenkező esetben a szíjak ugrálnak a tárcsán, és élettartamuk csökken. Szélső esetben a szíj a tárcsa hornyából ki is ugorhat.

(Előfeszítés végett szereléskor célszerű kb. 0,5...1,0%-ig megnyújtani az ékszíjakat.)

Az előírt értéken túlmenő feszítést azért ne alkalmazzunk, mert az nemcsak a szíjat, hanem a rendszer többi elemét is feleslegesen terheli. Kellemetlen jelenségeként következhet be a csapágycsúszás melege, sőt tönkremenetele.

Az ékszíjhajtás méretezése során jelentős a tengelytávolságtól függő szíjhosszúság is. Ehhez kapcsolódik a teljesítményátvitelt alapvetően segítő β átfogási szög. Feltételezve, hogy az áttétel két különböző átmérfő tárcsán valósul meg, az átfogási szög (tehát a szíj tárcsán való fel-fekvése) a kisebb tárcsán kisebb. Éppen ezért mindig — mint rosszabb esettel — ezzel kell számolni. Az átmérfők és a tengelytávolság ismeretében ezt a szöget egyszerűen számíthatjuk:

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{d_{p2} - d_{p1}}{2a}.$$

Ha $\beta \cong 140^\circ$, az átfogási szög közelítő pontossággal:

$$\beta = 180^\circ - 60^\circ \left(\frac{d_{p2} - d_{p1}}{a} \right).$$

Az ékszíj jellemző hosszának pontos számítására alkalmas összefüggés:

$$L_p = 2a \sin \frac{\beta}{2} + \frac{d_{p1} + d_{p2}}{2} \pi \pm \frac{d_{p2} - d_{p1}}{180} \pi \delta, \text{ mm.}$$

Az utolsó tag előjele +, ha $d_{p2} \cong d_{p1}$ és -, ha $d_{p2} < d_{p1}$. Ugyanitt

$$\delta = 90^\circ - \frac{\beta}{2}.$$

A jellemző hossz megközelítő meghatározása:

$$L_p = 2a + \frac{d_{p1} + d_{p2}}{2} \pi + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4a}.$$

Ez a képlet abban az esetben használható, ha az átfogási szög 180 és 140° közötti értékű; ha ennél kisebb, pontos hosszat számítunk.

A kiszámított jellemző hosszúság alapján a szabványból kiválasztjuk az ékszíj L_p hosszát. Ennek alapján meghatározhatjuk a számított tengelytávolságot:

$$a \approx p + \sqrt{p^2 - q},$$

ahol

$$p = 0,25L_p - 0,393(d_{p2} + d_{p1});$$

$$q = 0,125(d_{p2} - d_{p1})^2$$

A megengedhető legkisebb tengelytávolságot a következőképpen határozhatjuk meg:

$$a_{\min} = \frac{d_{p2} + d_{p1}}{2} + 1,2 h_0.$$

Biztosítani kell a tengelytávolság olyan mértékű változtathatóságát, hogy az ékszíj könnyen feltehető, ill. üzem közbeni megnyúlása esetén után, feszíthető legyen.

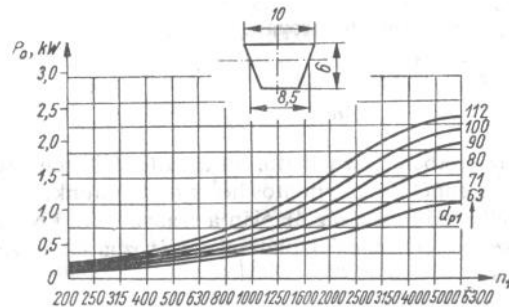
Az ajánlatos tengelytávolság kiszámítható:

$$a = d_p + 2h_0,$$

ahol a d_p a nagyobb tárcsa átmérőjét jelenti.

Az ékszíjak darabszámát a szíjakkal valóban továbbítható teljesítmények alapján kapjuk.

A teljesítményátvitel részletes számításakor megkülönböztetjük a feladat meghatározása során rögzített P átvihető teljesítményt ill. az ékszíjak által elméletileg átvihető értéket (P_{sz}). A két érték között bizonyos — gyakorlati, üzemi hatásokból eredő — különbségek vannak, melyeket az alábbiakban részletezünk. A szabványban, ill. különféle szakirodalmi összeállításokban számos tényezőt vesznek fel, amelyek ezeket a hatásokat lehetőleg pontosan követik. A méretezéshez használt teljesítmények:



23.8. ábra. Teljesítménydiagram Z szelvénynél

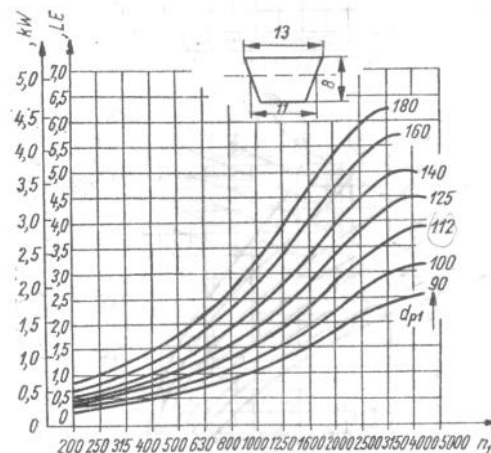
P_0 egy ékszíjjal átvihető névleges teljesítmény LE, kW,
 P_1 egy ékszíjjal átvihető tényleges teljesítmény LE, kW,
 P átvihető teljesítmény LE, kW.

A P_1 tényleges teljesítményt úgy kapjuk, hogy a 23,8—23.13. ábrák alapján kapott P_0 értékeket több korrekciós tényezővel módosítjuk:

$$P_1 = \frac{P_0}{K_3} K_0 K_1 K_2 K_4 \quad \text{LE, kW.}$$

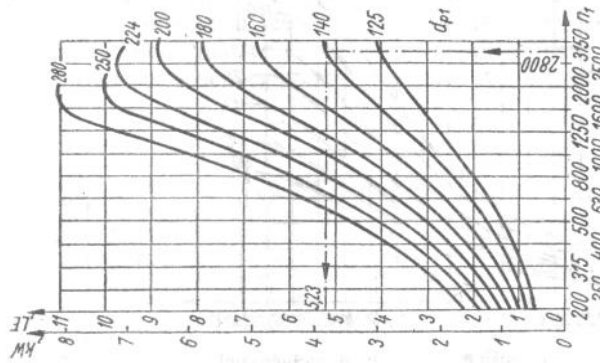
Későbbi példákban részletesen bemutatjuk az előbb említett diagramok használatát, amelyek a következő jellemzőket tartalmazzák:

- a szíjak szelvényméretei;
- a hajtótárcsa n_1 fordulatszám;
- a hajtótárcsa d_{p1} jellemző átmérője;
- az egy ékszíjjal átvihető P_0 névleges teljesítmény.

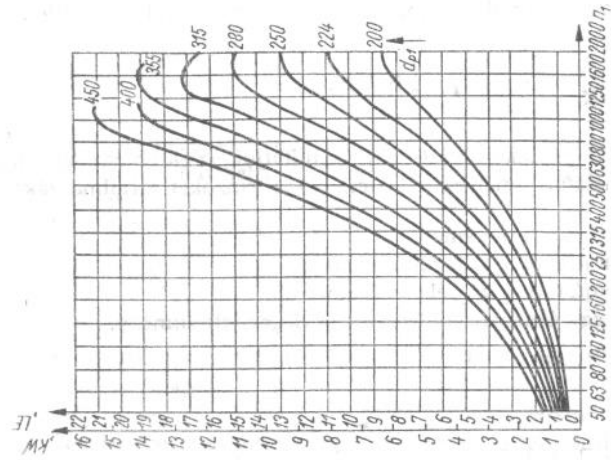


23.9. ábra. Teljesítménydiagram A szelvénynél

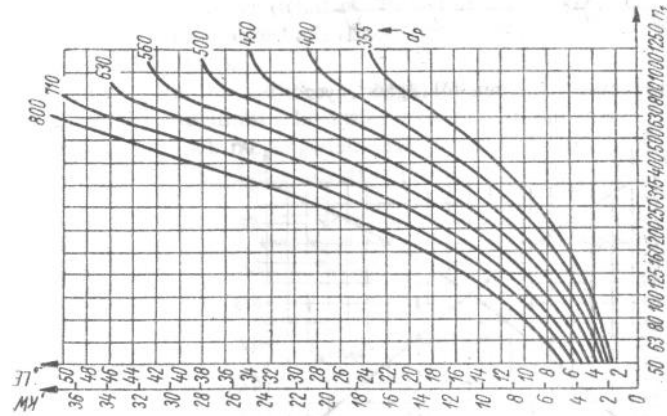
Ismerve, ill. felvéve a szelvénytípust, a hajtótárcsa fordulatszámát és a hajtótárcsa-átmérőt, a keresett P_0 érték megkapható. Ezt kell azután a K -tényezőkkel módosítani a következők szerint:



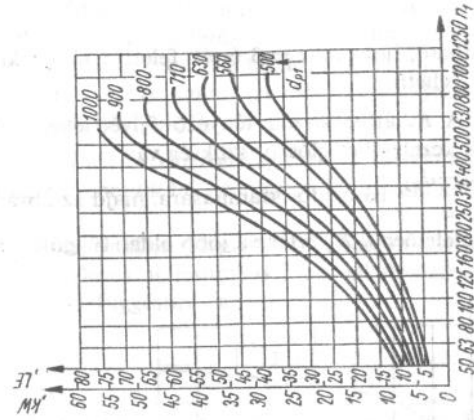
23.10. ábra. Teljesítménydiagram B szelvényénél



23.11. ábra. Teljesítménydiagram C szelvényénél



23.12. ábra. Teljesítménydiagram D szelvényénél



23.13. ábra. Teljesítménydiagram E szelvényénél

a) A K_0 áttételtől függő tényezőt a 23.14. ábra alapján kaphatjuk, ha előzetesen kiszámítjuk az

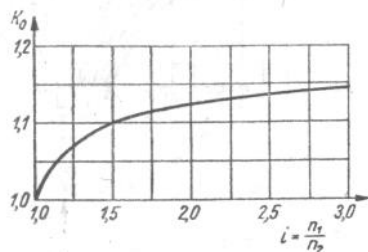
$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

értéket.

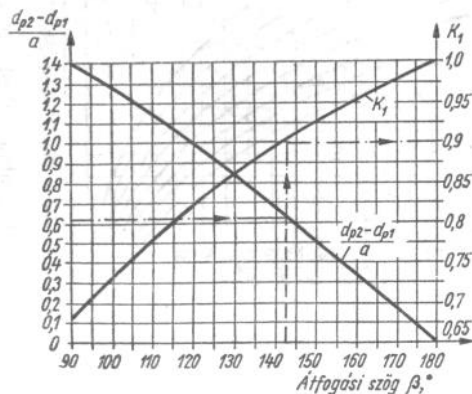
Látható, hogy az $i = 3$ érték felett a K_0 gyakorlatilag állandó, és 1,15-re vehető.

b) A K_1 átfogásiszög tényező felvételéhez a 23.15. ábrát adjuk, melynek kezeléséhez először szükség van a

$\frac{d_{p2} - d_{p1}}{a}$ hányados számítására, majd az ábrán bemutatott példának megfelelően a K_1 értéke a jobb oldali függőleges tengelyen kapható.



23.14. ábra. A K_0 áttételtől függő tényező



23.15. ábra. A K_1 átfogási szög tényező

c) A K_2 szíjhossztényező értékei a 23.7. táblázatban találhatóak. Ha ismerjük az L_p jellemző szíjhosszúságot, a szíjszelvény típusától függően a K_2 tényező a táblázatból kiolvasható.

d) A K_3 terhelési tényezőhöz olyan táblázatot (23.8. táblázat) adunk, amely az alkalmazott hajtó és hajtott gépek típusa függvényében adja a korrekciós értékeket. A berendezések napi üzemórái ugyancsak módosító tényezőként jelentkeznek, ezért a táblázat fejrészen külön szerepel a $<8,8...16$ és > 16 napi óraszám. (A táblázat betűjelöléseinek magyarázata a táblázat alatt található!)

e) A K_4 szíjdarabszám-tényező viszonylag csekély korrekciót jelent, ezt a 23.9. táblázat alapján vehetjük fel. (Amíg a z darabszám nem ismeretes, $K_4 = 1$.)

Miután a korrekciós tényezőket meghatározva kiszámítottuk a P_1 , egy ékszíjjal átvihető tényleges teljesítményt, az alkalmazandó szíjdarabszám a következő összefüggésből kapható:

$$z = \frac{P}{P_1}$$

Ezzel meghatározva a K_4 tényezőt, a z szíj-darabszám korrigálható.

Megjegyezzük, hogy törtérték esetén már 0,2-es többlet esetén is célszerű a felfelé kerekítés (tehát pl. 2,2-nél 3 szíjat veszünk fel), amely ugyan bizonyos túlméretezést ad, viszont a lökésszerű terhelések felvétele szempontjából kedvező.

A méretezéshez megadjuk a vásárolható szabványos gumi ékszíjak méretválasztékát, valamint a hosszútűréseket (23.10. táblázat).

Az ékszík élének megengedett max. lekerekítési sugara az ékszík-szelvény méretétől függően a következő lehet:

Profil	Felső lapnál, mm	Alsó lapnál, mm
Z, A, B	1	1
C, D	1,5	1
E	2,5	2

Az ékszík megnevezés tartalmazza: a szelvény jelét, jellemző hosszát és a szabvány számát:

Pl.: „Ékszík E×7196 MSZ 2531”

Többhornyú tárcsán alkalmazott, azonos szelvényű és hossz méretű ékszíjak készletet alkotnak. A készletet legalább két helyen át kell kötni

A K_2 hossztenyező értékei

Jellemző hossz, L_p	K_2 hossztenyező				Jellemző hossz, L_p	K_2 hossztenyező				
	Z	A	B	C		A	B	C	D	E
400	0,79				2 500	1,09	1,03	0,93		
425	0,80				2 650		1,04	0,94		
450	0,80				2 800		1,05	0,95		
475	0,81				3 000		1,06	0,96		
500	0,81				3 150		1,07	0,97	0,86	
530	0,81				3 350		1,08	0,98	0,87	
560	0,82				3 550		1,09	0,99	0,88	
600	0,83	0,80			3 750		1,11	1,00	0,90	0,92
630	0,84	0,81			4 000		1,13	1,02	0,91	0,94
670	0,85	0,82			4 250		1,14	1,03	0,92	0,95
710	0,86	0,83			4 500		1,15	1,04	0,93	0,96
750	0,88	0,84			4 750		1,17	1,06	0,95	0,97
800	0,90	0,85			5 000		1,18	1,07	0,96	0,99
850	0,91	0,86			5 300		1,19	1,08	0,97	1,00
900	0,92	0,87			5 600		1,20	1,09	0,98	1,01
950	0,93	0,88			6 000	1,22	1,11	1,00	1,02	
1000	0,94	0,89	0,84		6 300		1,12	1,01	1,03	
1060	0,95	0,90	0,85		6 700		1,14	1,03	1,05	
1120	0,95	0,91	0,86		7 100		1,15	1,04	1,06	
1180	0,96	0,92	0,87		7 500		1,16	1,05	1,07	
1250	0,98	0,93	0,88		8 000		1,18	1,06	1,09	
1320	1,00	0,94	0,89		8 500		1,20	1,07	1,10	
1400	1,01	0,96	0,90		9 000		1,21	1,09	1,12	
1500	1,03	0,98	0,92		9 500		1,22	1,10	1,13	
1600		0,99	0,93		10 000		1,23	1,11	1,14	
1700		1,00	0,94		10 600		1,24	1,12	1,15	
1800		1,01	0,95	0,86	11 200			1,14	1,17	
1900		1,02	0,97	0,87	11 800			1,16	1,18	
2000		1,03	0,98	0,88	12 500			1,17	1,19	
2120		1,05	0,99	0,90	13 200			1,18	1,20	
2240		1,06	1,00	0,91	14 000			1,19		
2360		1,07	1,01	0,92	15 000			1,20		
					16 000					
					17 000					
					18 000					

és karton függőcímkére K -betűt és az ékszíjak jellemző hosszértékeit kell feltüntetni.

Az ékszíjak igénybevételei között nem csupán a húzó- és hajlító igénybevétellel kell számolni (ezeket a laposszíjakkal kapcsolatban részletesen ismertettük), hanem a tárcsákon történő áthaladásakor az ún. hajlítgatás is fásasztja az ékszíjat, ezért számítása ugyancsak fontos. Figyelembe véve az MSZ előírásokat, a hajlítgatási szám, vagyis az ún. frekvencia:

$$v = \frac{x1000v}{L_p}, 1/s,$$

ahol L_p a szíjhossz mm,

v a kerületi sebesség m/s,

x a tárcsák száma.

23.9. táblázat

A K_4 tényező értékei a szíjak számától függően

Szíjak száma	K_4 tényező
1	1,00
2...3	0,95
4...6	0,90
6 felett	0,85

A gyakorlatban a frekvencia megengedett értékei az anyagminőségtől is függenek. A szabvány utal arra, hogy a $v = 30/s$ értéket lehetőleg ne lépjük túl.

Ékszíjtárcsák. A szabványos ékszíjakhoz a szíjak keresztmetszetének megfelelő hornyokkal ellátott tárcsát alkalmazunk, amelynek profilja és főbb méretei az MSZ 2531-71 szabványban található. A 23.7.

ábrán látható a tárcsa és a szíj kapcsolódása, valamint mindazok a konstrukciós méretek, melyekkel a különböző anyagból és különféle gyártástechnológiával készíthető tárcsáknak rendelkezniük kell.

A hornyok száma a méretezés alapján adódó szíjszám függvénye. Az ékszíjtárcsa profilméreteire a 23.11. táblázat ad részletes tájékoztatást.

A méretezésnél az ékszíjtárcsák jellemző átmérőjével, d_p kell számolni. A jellemző átmérőket a 23.12. táblázat tartalmazza. A zárójelben levő méretek csak kivételes esetben alkalmazhatók.

A d_p jellemző átmérő és a d_e külső átmérő között az alábbi összefüggés áll fenn:

$$d_e = d_p + 2b.$$

K₃ terhelési tényező értékei

		Hajtógépek								
		a			b			c		
		< 8	8...16	16 <	< 8	8...16	< 16	< 8	8...16	16 <
Hajtott gépek	d	1,0	1,1	1,3	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6
	e	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6	1,3	1,5	1,7
	f	1,2	1,3	1,6	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,9
	g	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,8	1,5	1,7	2

Magyarázat

- a Egy- vagy háromfázisú, váltakozóáramú motorok autotranszformátor- vagy csillag-háromszögindítással, egyenáramú sóntmotorok, négy- és többhengeres gőzgépek vagy belsőégésű motorok, turbinák stb.
- b Nagy indítónyomatékú váltakozóáramú villamos motorok, kettős gerjesztésű egyenáramú villamos motorok, két- vagy háromhengeres győzgépek vagy belsőégésű motorok stb.
- c Rövidrezárt forgórészű vagy kettős kalickás váltakozóáramú villamos motorok közvetlen indítással, főáramkörű egyenáramú motorok, egyhengeres belsőégésű motorok stb.
- d Kis indítónyomaték, nagyjából állandó terhelés. Kisméretű villamos generátorok, centrifugál-, valamint rotációs szivattyúk és kompresszorok, szállítószalagok, esztergák, fúró- és köszörűgépek, szeparátorok, könnyű rosták stb.
- e Indítónyomaték az üzeminek 150%-áig. Az üzemi terhelés kissé ingadozik. Villamos generátorok, három- vagy többhengeres szivattyúk és kompresszorok, ventilátorok és légfűvők, láncos szállítószalagok, elevátorok, maró- és fogmarógépek, revolver és tárcsás fafűrészek, közlőművek, szövő-, papír-, élelmiszer- és édespari gépek, nehéz rosták, forgókemencék stb.
- f Indítónyomaték az üzeminek 200%-áig. Számottevő üzemi terhelésingadozás. Egy- vagy kéthengeres szivattyúk és kompresszorok, nagy teljesítményű ventilátorok és léghevítők, szállítószalagok, véső-, gyalu- és köszörűgépek, dörzstárcsás és körhagyóajtók nehéz lendítőkerekkel, szövőgépek, előfonógépek, gyűrűsfonógépek, pamut tisztítógépek stb.
- g Emelők, kotrók, földkotrók dörzstárcsás- és körhagyóajtók könnyű lendítőkerekkel, ollók, kalapácsok, kollerjatarok, csömöszlők, malmok, hengerművek, zúzógépek, keretfűrészek stb.

Megjegyzések:

A laza ág belső oldalán elhelyezett feszítőgörgő esetén a K₃ tényezőt meg kell szorozni 1,1-del.

Irányváltás vagy gyakori indítás esetén a K₃ tényezőt meg kell szorozni 1,1-del.

A táblázat lemagyarázatában fel nem sorolt gépek esetében a K₃ tényezőt az üzemi tapasztalatok alapján kell meghatározni.

Gumi ékszíjak jellemzői

l _p	Ékszíjprofilok, l _p						Hosszméret tűrés, mm	Készletben szállított ékszíjak max. hosszkülönbsége, mm
	Z (8,5)	A (11)	B (14)	C (19)	D (27)	E (32)		
	KGST szerint							
400	+						+ 18 - 7,5	2,5
425	+							
450	+							
475	+							
500	+							
530	+							
560	+							
600	+	+						
630	+	+						
670	+	+						
710	+	+					+ 20 - 10	5
750	+	+						
800	+	+						
850	+	+						
900	+	+						
950	+	+						
1000	+	+	+					
1060	+	+	+					
1120	+	+	+					
1180	+	+	+					
1250	+	+	+				+ 23 - 12,5	7,5
1320	+	+	+					
1400	+	+	+					
1500	+	+	+					
1600		+	+					
1700		+	+					
1800		+	+	+				
1900		+	+	+				
2000		+	+	+				
2120		+	+	+				
2240		+	+	+				
2360		+	+	+				
2500		+	+	+				

23.10. táblázat folytatása

L_p	Ékszíjprofilok, l_p						Hosszméret tűrés, mm	Készlet- ben szállított ék- szíjak max. hossz- külön- sége, mm
	Z (8,5)	A (11)	B (14)	C (19)	D (27)	E (32)		
								KGST szerint
2 650			+	+				10
2 800			+	+			+28	
3 000			+	+			-12,5	
3 150			+	+	+			
3 350			+	+	+			12,5
3 550			+	+	+		+33,5	
3 750			+	+	+		-15	
4 000			+	+	+			12,5
4 250			+	+	+		+38 -15	
4 500			+	+	+			12,5
4 750			+	+	+		+43	
5 000			+	+	+	+	-18	
5 300			+	+	+	+		15
5 600			+	+	+	+	+51 -20	
6 000			+	+	+	+		15
6 300			+	+	+	+	+56	
6 700			+	+	+	+	-23	
7 100				+	+	+		17,5
7 500				+	+	+		
8 000				+	+	+		
8 500				+	+	+	+63,5	
9 000				+	+	+	-30	
9 500				+	+	+		
10 000				+	+	+		
10 600				+	+	+		17,5
11 200				+	+	+	+89	
11 800				+	+	+	-51	
12 500					+	+		17,5
13 200					+	+	+101,5	
14 000					+	+	-63,5	
15 000					+	+		
16 000						+	+152,5	
17 000						+	-101,5	
18 000						+		

Megjegyzés: A 10 000 mm-en felüli hosszakat a magyar ipar még nem gyártja; ezek a KGST-or-
szágokból szerezhetők be.

A táblázatban levő d_p irányértékeket a lehetőség szerint be kell tartani. Eltérés csak akkor engedhető meg, ha különleges üzemi körülmények következtében az előírt méret módosítandó. A szabvány azonban ekkor is javasolja, hogy lehetőleg csak az egyik ékszíjtárcsaméret térjen el az előírásostól.

Amikor a tárcsák méretét kiválasztjuk, természetesen alapvetően figyelemmel vagyunk az áttételre, melyet a közlőműnek meg kell való-
sítani. A szíj élettartama szempontjából azonban kiindulásul mindig lehetőleg nagy átmérőt vegyünk fel, mivel ekkor a tárcsaátmérőtől függő
hajlító igénybevétel kisebb, a szíj felfekvése a tárcsán kedvezőbb lesz.
A tárcsaátmérőt egyébként a már többször említett kerületi sebesség ma-
ximuma, kb. $v_{max} = 30$ m/s is korlátozza.

A legkisebb megengedett átmérőnél kisebbet felvenni csak kivételes
esetben szabad, de ekkor számolni kell az élettartam csökkenésével.

A 23.7. ábrán is bejelölt α horony-oldallapszög értéke szintén függ
a kiválasztott tárcsa átmérőjétől. Erre vonatkozóan adtuk a 23.4. táb-
lázatot.

A szíjtárcsa szélességi méreteit határozzák meg: az e horonytávolság és az f horonytávolság a tárcsa homlokfelületétől (23.11. táblázat).

Amikor a közlőmű ún. együttműködő szíjtárcsáinak átmérőjét fel-
vesszük, ill. a tárcsákat gyártjuk, ügyelni kell arra, hogy az e és f mére-
tek azonosak maradjanak.

A tárcsa oldallapszögének szabványos értéke az ékszíj szögénél
kisebb, azaz

$$\alpha_0 > \alpha,$$

23.11. táblázat

Ékszíjtárcsák főbb méretei a 23.7. ábra szerint

Horony- elemek	Tárcsaméretek a					
	Z	A	B	C	D	E
	ékszíjprofilokhoz					
l_p	8,5	11	14	19	27	32
b_{min}	2,5	3,3	4,2	5,7	8,1	9,6
h_{min}	7	8,7	10,8	14,3	19,9	23,4
e	$12 \pm 0,3$	$15 \pm 0,3$	$18 \pm 0,4$	$25,5 \pm 0,6$	$37 \pm 0,6$	$44,5 \pm 0,7$
f^*	8 ± 1	10 ± 2 -1	12 ± 2 -1	17 ± 2 -1	24 ± 3 -1	29 ± 4 -1
r	0,5	1,0	1,0	1,5	2,0	2,0

* Az f méret acéltárcsára vonatkozik, kisebb szilárdságú anyagok esetén f -et nagyobbra kell választani

s így a hajlítás következtében deformálódott ékszija horonyban jobban fekszik, jobb a tapadása az oldalfelületen, s ez biztosítja csúszásmentességét.

Példa

Alapadatok:

ékszija száma $z = 16$
 átvíendő teljesítmény $P = 270 \text{ LE} = 198 \text{ kW}$,
 motor fordulatszáma $n_1 = 750/\text{min}$,
 áttétel $i = 4,7$.

Rövid ideig tartó 100%-os túlterheléssel kell számolni!

23.12. táblázat

Szabványos ékszjátárcsaátmérők

Jellemző átmérő, d_p^*				
25	80	250	800	2500
—	(85)	(265)	(850)	(2650)
28	90	280	900	2800
—	—	—	950	3000
31,5	100	315	1000	(3150)
—	(106)	(335)	(1060)	(3350)
35,5	112	355	1120	(3550)
—	(118)	(375)	(1180)	(3750)
40	125	400	1250	(4000)
—	(132)	(425)	(1320)	—
45	140	450	1400	
—	(150)	(475)	(1500)	
50	160	500	1600	
—	(170)	(530)	(1700)	
56	180	560	1800	
—	(190)	(600)	(1900)	
63	200	630	2000	
(67)	(212)	(670)	(2120)	
71	224	710	2240	
(75)	(236)	(750)	(2360)	

* A d_p tűrései: 0; + 1,6%

A tárcsaátmérőt a felvett 25 m/s kerületi sebességből számítjuk:

$$v = \frac{d_1 \pi n_1}{1000 \cdot 60}$$

Tehát a tárcsaátmérő:

$$d_1 = \frac{1000 \cdot 60 \cdot 25}{\pi 750} = 637 \text{ mm}$$

A szabványból a számított értéknél valamivel kisebbet vettünk fel, $d_1 = 560 \text{ mm}$; ezzel természetesen a kerületi sebesség csökken:

$$v' = \frac{560}{637} 25 = 22 \text{ m/s}$$

A számított értékek alapján a nagyobb tárcsa:

$$d_2 = d_1 i = 560 \cdot 4,7 = 2630 \text{ mm}$$

A tengelytávolságot csupán egyszerűsített képlettel számoljuk:

$$a \approx d_2 + 3d_0 \approx 2700 \text{ mm}$$

A rendszer geometriájában a legfontosabb szerepe az átfogási szögnek van. Ez az átmérők és a tengelytávolság segítségével számítható:

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2a} = \frac{2630 - 560}{2 \cdot 2700} = 0,384$$

Ebből az átfogási szög:

$$\beta = 135^\circ$$

A valóságosan átvihető teljesítményt táblázatból határozzuk meg, ehhez azonban előbb ki kell választanunk a korrekciós tényezőket:

$$K_0 = 1,15 \quad (23.14. \text{ ábrából, } i = 4,7 \text{ alapján});$$

$$K_1 = 0,88 \quad (23.15. \text{ ábra}),$$

$$\text{mivel } \frac{d_{p2} - d_{p1}}{a} = \frac{2630 - 560}{2700} \approx 0,76$$

$$\text{és } \beta = 135^\circ;$$

Ha E szelvényű ékszíjat veszünk fel (23.7. táblázat) és $L \approx 10\,600$ mm (előre becsült érték). Tehát $K_2 = 1,09$

$K_3 = 1,2$ az üzem jellege szerint (23.8. táblázat).

$K_4 = 0,85$, mivel $z > 6$ (23.9. táblázat).

Végül tehát az egy ékszíz által átvendő elméleti teljesítmény

$$P_0 = \frac{PK_3}{zK_0K_1K_2K_4} = \frac{270 \cdot 1,2}{16 \cdot 1,15 \cdot 1,09 \cdot 0,85} = 19 \text{ LE} = 14 \text{ kW},$$

ami bőven megfelel a felvett E szelvény diagramjában levő összefüggő értékpároknak. (lásd. 23.13. ábrát).

Végül meghatározzuk az így kiválasztott szíz pontos hosszát:

$$L_p = \left(\frac{d_{p1} + d_{p2}}{2} \right) \pi + 2a \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi \delta}{90^\circ} \left(\frac{d_{p2} - d_{p1}}{2} \right).$$

Az átfogási szögből számítható a képletben szereplő szög is:

$$\delta = \frac{180 - \beta}{2} = \frac{180 - 135}{2} = 22,5^\circ.$$

A konkrét értékek behelyettesítésével a számított szíjhossz:

$$L_p = (5010 + 4980 + 814) \text{ mm} = 10\,804 \text{ mm}.$$

Mivel a szabványok az ékszíjak hosszát is rögzítik (23.10. táblázat), ezért a számított értékhez legközelebbi

$$L_v = 11\,200 \text{ mm}$$

méretű szíjat vettük fel. Ezáltal természetesen az eredetileg rögzített $a = 2700$ mm-es tengelytávolság kissé megnövekszik. Ezt a visszazámítást mellőzzük.

23.3. Lánchajtás méretezése

A lánchajtás a forgómozgásnak nagy tengelytávolságú és nagy módosítású, csúszásmentes, de mégis rugalmas átvitelére szolgál.

A lánc útján a lánckerekek között létrehozott i áttétel pontos és állandó. A lánchajtásoknál alkalmazható felső teljesítményhatás 150... 200 kW. A lánchajtásban két vagy több lánckerék kapcsolható egymással.

Méretezés szempontjából kiinduló adatok: a tengelytávolság és a tengelyek elrendezése, az átvendő teljesítmény, a hajtótengely fordulatszáma és a kívánt áttétel.

23.13. táblázat

Ajánlott legkedvezőbb görgős hajtólánckerék fogszámok

Áttétel	i	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6
A kiskerék fogszáma z_1		31–27	27–25	25–23	25–23	21–17

Figyelembe kell venni tervezésnél: az üzemi viszonyokat (folyamatos vagy szakaszos), az igénybevétel jellegét (pl. lökésszerű terhelés), a hajtás elrendezését, a lánckerekek fogszámát (23.13. táblázat), a tengelytávolság állíthatóságát, a kenési és karbantartási lehetőségeket.

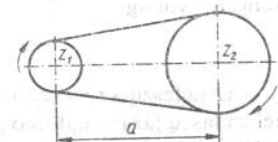
Az ajánlott jellemzőket a következőkben adjuk.

A hajtott nagy lánckerék legkedvezőbb fogszáma $z_2 = 51–71$, de nagyobb áttételhez nagyobb fogszámú lánckerék is választható. Lassító hajtásoknál a kis lánckerék fogszáma — a lánc élettartamának figyelembevételével — minimálisan $z_1 = 11–13$ legyen.

A lánckerekek fogszámát a lánccsuklók és lánckerékfogak egyenletes kopása érdekében lehetőség szerint páratlan számúra kell választani.

A lánchajtás áttételének legkedvezőbb értéke $i = 2...4$, legnagyobb érték $i = 8$ legyen.

A tengelytávolság értéke (23.16. ábra).



23.16. ábra. Lánchajtás tengelytávolsága

$$a = \frac{t}{4} \left[u - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(u - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right],$$

ahol t a lánc osztása mm,

u a lánctagok száma,

z_1 a hajtó (kis) lánckerék fogszáma,

z_2 a hajtott (nagy) lánckerék fogszáma.

Ismert tengelytávolság, osztás és fogszámok esetén a szükséges lánctávolságok száma:

$$u = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{t}{a} \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2$$

Élettartam szempontjából a legkedvezőbb tengelytávolság:

$$a = 30 \dots 50 t$$

A legkisebb tengelytávolság:

$$a_{\min} = \frac{(z_2 - z_1)}{\pi} t$$

A legnagyobb tengelytávolság a_{\max} értékét a 23.14. táblázat mutatja.

23.14. táblázat

A legnagyobb tengelytávolság értékei

Osztás	t , mm	<25...65...100
Tengelytávolság	a_{\max} , mm	110 t ...90 t ...70 t ...50 t

Láncteszítők szerkezettel $a_{\max} = 2,5 \dots 3$ m lehet, kis teljesítményeknél és lassú járatásnál max. 6 m távolság engedhető meg.

A láncteszítők általában:

$$v = \frac{D\pi n}{60} \text{ m/s,}$$

ahol D a láncteszítők osztókör-átmérője mm;
 n fordulatszám 1/min.

Vagy másképpen:

$$v = \frac{ztn}{60 \cdot 1000} \text{ m/s,}$$

ahol z a láncteszítők fogszáma,
 t a láncteszítők osztás mm.

$z_1 = 19 - 25$ fogszámú hajtóláncteszítők megengedett legnagyobb fordulatszámjai (23.15. táblázat).

23.15. táblázat

Megengedett legnagyobb fordulatszámok $z_1 = 19 \dots 25$ fogszámú láncteszítők

Láncteszítők t , mm	n_1 max n_1 , 1/min	Láncteszítők t , mm	n_1 max n_1 , 1/min
12	2100	40	550
15	1600	45	450
20	1250	50	400
25	1000	65	250
30	800	75	200

Az átvitt teljesítmény:

$$P = \frac{Fv}{75} \text{ vagy}$$

$$P = \frac{Mn}{71\,620},$$

ahol F a láncteszítők vonóerő kp,
 v a láncteszítők sebesség m/s,
 M a forgatónyomaték cm·kp.

A hajtóláncteszítők — az üzemi viszonyok figyelembevételével — egyrészt húzó terhelésre, másrészt a láncteszítők élettartamára méretezik. Mindkét esetben meg kell határozni a láncteszítők mértékadó terhelését.

A mértékadó terhelés egyik része az átvitt teljesítményből számított vonóerő:

$$F = \frac{75P_{LE}}{v} = \frac{102P_{kW}}{v}, \text{ kp.}$$

másik része a nagy sebességű láncteszítőkénél a centrifugális erőből származó láncteszítők húzó erő:

$$F_c = \frac{qv^2}{g} \text{ kp,}$$

ahol q a láncteszítők súlya, kp/m,
 v a láncteszítők sebesség, m/s,
 $g = 9,81 \text{ m/s}^2$, a nehézségi gyorsulás.

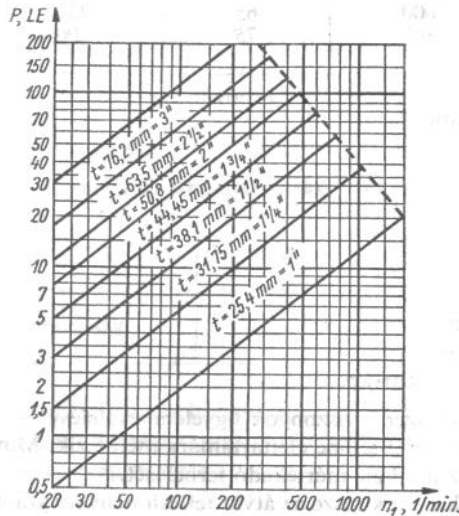
Ezek összege a mértékadó terhelés:

$$F_m = F + F_c, \text{ kp,}$$

ezt kell egybevetni a szakítóterheléssel

$$F_m \cong \nu(F + F_c), \text{ kp,}$$

ahol a biztonsági tényező legkisebb értékét (ν_{\min}) az üzemi viszonyoknak megfelelően, a sebességtől függően a 23.17. ábra diagramja adja, s irányértékeket ad a 23.16. táblázat is.



23.17. ábra. Teljesítménydiagram

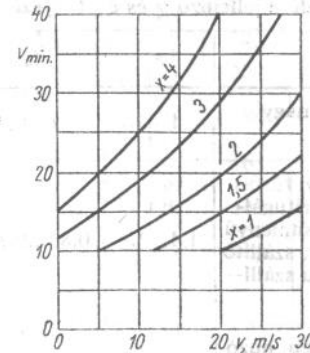
23.16. táblázat

Biztonsági tényezők

Biztonsági tényező görgősláncoknál, 1'...3'-ig		Biztonsági tényező hűvelyes és csapos láncoknál	
Láncsebesség, m/s	ν	Terhelésfajta	ν
4	12	Egyenletes	8
8	18	Kissé lökészerű	12
12	25	Erősen lökészerű	16

Teherláncként alkalmazott csapos láncoknál a biztonsági tényező $\nu = 5$ lehet.

Görgős hajtólánc egyszerűen méretezhető, ill. választható ki a 23.18. ábra diagramja alapján.



23.18. ábra. Görgős hajtólánc diagramja

Nagy teljesítményű és nagy sebességű hajtóláncokat — a láncszuklók kopása miatt — főként élettartamra méreteznek. A mértékadó terhelés, amint már láttuk:

$$F_m = F + F_c = (102P^{kW}/v) + (qv^2/g), \text{ kp.}$$

Megfelelő kenés és láncfeszítés esetén, normális üzemi viszonyok ($i = 2...4$; $a = 40...60t$) között dolgozó hajtólánc megengedett csapnyomása 15 000 üzemóra élettartamot feltételezve:

$$p_{\text{meg}} = \xi_d p_a k, \text{ kp/cm}^2,$$

ahol ξ_d az üzem dinamikus tényezője (23.17. táblázat),

p_a a csapnyomás megengedett alapértéke, kp/cm^2 (23.18. táblázat), $k = k_1 k_2 k_3$ helyesbítő tényező (23.19. táblázat).

A hajtólánc élettartama akkor megfelelő, ha

$$p = F_m/A \cong p_{\text{meg}}$$

23.17. táblázat

A lánchajtás dinamikus igénybevételére jellemző χ és ξ_d tényezők

Hajtógépek	Munkagép	χ	ξ_d
Villamos motor vagy transz- misszió	Villamos generátor (nagy teljesítményű)	1...1,2	1...0,9
	Transzmissziótengely, fűrőgép, eszterga, centrifugálszivattyú, kis teljesítményű villamos generátor, szállító gép (ömlesztett áru szállítására)	1,4...1,6	0,83...0,78
	Hidraulikus sajtológép, húzógép, vésőgép, dugattyús szivattyús, golyós- és csőmalom, keverőszerkezetek, lengő- és rázórosták, szállító gép (darabáru szállítására)	1,8...2	0,76...0,74
	Excenteres sajtológép, gyalugép, kalapácmalom, dugattyús kompresszor, ventilátor, emelőgép	2,3...2,5	0,7...0,68
	Hengesor, kalander, bagger	2,8...3	0,65...0,63
	Gyorsjárású belső- égésű motor	Dugattyús kompresszor és szivattyú, bagger, emelőgép, kalapácmalom	3,5...4
Lassújárású belső- égésű motor	Dugattyús kompresszor és szivattyú, emelőgép	4,5...5	0,56...0,54

23.18. táblázat

A görgős hajtólánc p_n , kp/cm² csapnyomásának alapértéke

Láncsebesség v , m/s	A kis kerék fogszáma, z_1						
	13	15	17	19	21	23	25
0,1	222	224	227	228	231	231	235
0,2	214	125	217	217	221	225	228
0,4	196	204	207	210	211	213	218
0,6	185	193	198	201	203	207	212
0,8	175	184	190	193	197	200	204
1,0	167	177	183	189	191	196	200
1,5	152	163	182	176	180	184	187
2,0	138	151	158	167	171	175	179
2,5	128	143	149	156	162	167	172
3	117	133	143	149	155	160	165
4	103	119	130	137	143	148	153
5	91	107	119	128	134	139	144
6	79	97	111	118	124	130	135
8	—	80	95	105	111	118	122
10	—	—	82	93	100	106	111
12	—	—	70	84	93	98	103
15	—	—	—	70	80	87	92
18	—	—	—	—	68	76	82

Megjegyzés: A lépcsős vonal alatti értékek kerülendőek

és a szakítóterhelésre is megvan a megfelelő biztonsági tényező:

$$v = F_{sz}/F_m \cong v_{\min}$$

ahol $A = dew$ a lánccsukló felülete, cm²; itt d a lánccsap átmérője, e a hüvelyhossz és w a párhuzamos láncágak száma.

A v_{\min} biztonsági tényező adta határokon belül minél nagyobb a csapnyomás, annál jobban csökken az élettartam. A gépjárműveknél megkövetelt élettartam 300...2000 üzemóra, ezért itt a csapnyomás 450 kp/cm²-ig növelhető.

Az F_{sz} lánccsukló terhelést az egyes láncfajtákra vonatkozó táblázatok tartalmazzák.

A lánchajtás k helyesbítő tényezői

A hajtólánc minősége	MSZ 5508 normál görgős és MSZ 5509 hajlított hevederű görgős hajtólánccok MSZ 5508 erősített görgős hajtólánc MSZ 5507 hüvelyes hajtólánc Motorkerékpár- és különleges minőségű (precíziós) görgős hajtólánccok	$k_1 = 1$ b $k_1 = 1,2$ $k_1 = 0,8$ $k_1 = 1,4$
A lánchajtás elrendezése	Áttétel $i = 2 \dots 4$, tengelytáv $a < 50 t$, kiskerék fogszáma $z_1 > 19$ Áttétel $i < 2$ vagy $i > 4$, tengelytáv $a > 50t$, $z_1 < 19$	$k_2 = 1$ $k_2 = 0,8 \dots 0,9$
Kenés	Ha a kenés 4 m/s-ig csepegtető, 4...7 m/s-ig merülő, > 7 m/s lánccsepegtető sebességhez kényszerkeringtetésű Ha a kenés az előzőtől eltérő, vagy a hajtás nyitott és erősen szennyeződik	$k_3 = 1$ $k_3 = 0,1 \dots 0,7$

23.4. Dörzshajtások méretezése

A dörzshajtások méretezésekor a geometriai és mechanikai viszonyokból (áttétel és ezzel kapcsolódó jellemzők) indulunk ki. (A csúszástól egyelőre eltekintünk).

Az áttétel — a többi hajtóműhöz hasonlóan — írható:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \approx \frac{d_2}{d_1},$$

vagyis a fordulatszámok és a tárcsák átmérői fordítva arányosak egymással. Ez nemcsak hengeres, hanem kúpos tárcsákra is érvényes, csupán a gördülőköröket kell értelemszerűen figyelembe venni.

Mivel azonban a súrlódó kerekek között fordulatszám-elmaradással (csúszással, szlippel) mindig számolni kell, ezért a valóságos áttétel:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1}{\eta} \frac{D_2}{D_1},$$

ahol n_1 a hajtókerék fordulatszáma 1/min,
 n_2 a hajtott kerék fordulatszáma 1/min,
 D_1 a hajtótárcsa gördülőkörének átmérője mm,
 D_2 a hajtott tárcsa gördülőkörének átmérője mm,
 η a szliptényező.

A szliptényező a gyakorlatban alkalmazott berendezésekben nem éri el a 3%-ot, tehát írható, hogy

$$\eta = 0,97.$$

Kúpos tárcsák esetén alkalmazható a kúpszög is:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1}{\eta} \operatorname{tg} \delta_2.$$

A dörzshajtásokat sokszor használják fokozat nélküli sebességváltóként is, amikor is az i áttételt változtatni kell. Ez viszonylag kis határok között történhet, de a tetszőleges fordulatszám-megválasztás üzemi szempontból előnyös. A működtetéssel és megoldásokkal a fejezet egyébrészei foglalkoznak.

Mint üzemi jellemzőt, bevezették a maximális és minimális hajtott fordulatszámok viszonyszámát, amelyet szabályozhatósági tényezőnek is neveznek:

$$\frac{n_{2 \max}}{n_{2 \min}} = \lambda.$$

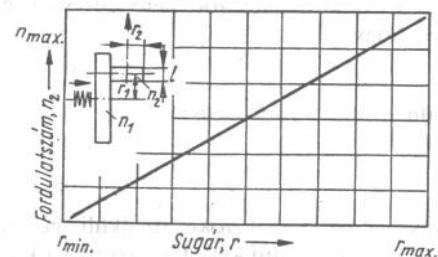
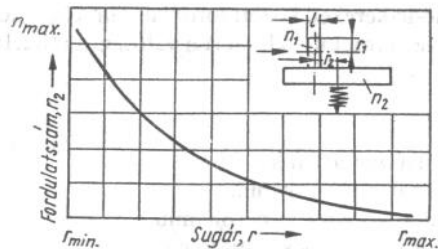
Gyakorlatilag: $\lambda = 6 \dots 8$.

Alkalmaznak ennél kisebb és nagyobb szabályozhatósági zónát is. A nagy értékekhez általában közbenső áttételekre is szükség van, ez azonban a szerkezetet bonyolultabbá teszi és drágítja.

A fordulatszámváltoztatás legegyszerűbben a síktárcsás rendszerrel oldható meg. Ennek ún. szabályozhatósági jelleggörbéjét példaképpen a 23.19. ábrán mutatjuk be két változatban. (Az n_2 változást tüntettük fel a síktárcsa r sugara függvényében.)

A dörzshajtás működtetéséhez szükséges összeszorító erő és a súrlódó erő összefüggése:

$$F_s = \mu F_t,$$



23.19. ábra. Dörzshajtás szabályozhatósági jelleggörbéje

s ennél az átviendő kerületi erő kisebb legyen:

$$F \leq F_s = \mu F_t.$$

A ν biztonsági tényezőt alkalmazva:

$$F = \frac{\mu F_t}{\nu},$$

ahol a ν biztonsági tényező, értéke: 1,2...2,0. A működtetéshez szükséges összenyomó erő tehát

$$F_t = \frac{\nu F}{\mu}.$$

Az érintkezés ideális esetben vonal mentén jön létre, tehát a méretezéshez szükséges a helyi felületi nyomás meghatározása is:

$$k = \frac{F_t}{2b\varrho} \text{ kp/mm}^2,$$

ahol b a két alkatrész közös érintkezési vonala mm,
 ϱ a közepes görbületi sugár, amely az érintkező felületek ívelttségéből (a görbületi sugarak reciprok-értékéből)

$$\frac{1}{\varrho} = \frac{1}{\varrho_1} \pm \frac{1}{\varrho_2} \text{ 1/mm},$$

ahol $\varrho_1 < \varrho_2$.

Felírható másképpen is:

$$\varrho = \frac{\varrho_1 \varrho_2}{\varrho_1 \pm \varrho_2} \text{ mm}.$$

Itt a + jel a domborulatra, a - jel homorú felületre utal!

A felületi nyomás kifejezhető a közölt korábbi összenyomó erő képletének behelyettesítésével

$$k = \frac{F}{2\mu b\varrho} \text{ kp/mm}^2.$$

A méretezéskor célszerű a k_{meg} értékéből kiindulni, és a kerületi erőt, majd a többi értéket kiszámítani.

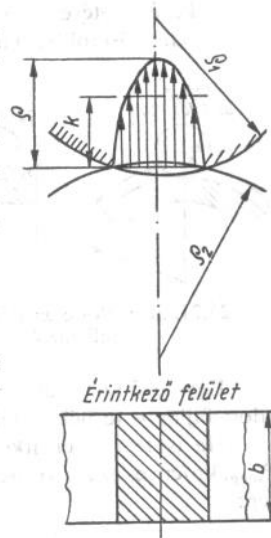
A 23.20. ábra szemléletesen mutatja, hogy a kezdetben vonalmenti érintkezés valójában felületmeneti összenyomódást jelent. Ha az érintkező felületek hengerek, a görbületi sugarak helyett az R_1 és R_2 keréksugarakat vehetjük. Tehát

$$\varrho_1 = R_1 \quad \text{és} \quad \varrho_2 = R_2.$$

A számításokhoz szükséges lehet még az érintkező felületek közepes (redukált) rugalmassági tényezője:

$$E = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2},$$

ahol E_1 és E_2 a két alkatrész rugalmassági tényezője kp/cm^2 .



23.20. ábra. A vonalmenti érintkezés értelmezése

A két domború vagy egyéb felület kapcsolódása során számolni kell pontszerű érintkezéssel is, melyre egy Hertz-féle tapasztalati összefüggés szerint írható:

$$F_t \cong 12 \rho_k^2 \sqrt{\frac{k_{\text{meg}}^3}{E}}$$

Az F_t összenyomó erőre korábban felírt képlet segítségével

$$\frac{\nu F}{\mu} = 12 \rho_k^2 \sqrt{\frac{k_{\text{meg}}^3}{E}}$$

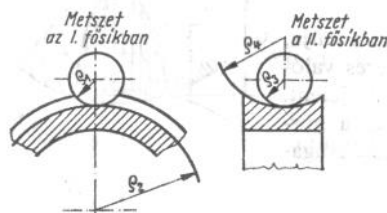
vagy

$$F = \frac{12 \rho_k^2}{\nu} \sqrt{\frac{k_{\text{meg}}^3}{E}}$$

ahol ν a csúszási biztonsági tényező,

k_{meg} a megengedett fajlagos felületi nyomás kp/mm^2 ,

ρ_k a helyettesítő (közepes) görbületi sugár, amelyet pontszerű érintkezés esetére a 23.21. ábra alapján két egymásra merőleges síkban (fősíkokban) mért görbületi sugarak alapján kell számítani:



23.21. ábra. Pontszerű érintkezés jellemzői

$$\rho_k = \frac{2\rho_1}{1 + \frac{\rho_1}{\rho_2} + \frac{\rho_1}{\rho_3} + \frac{\rho_1}{\rho_4}}$$

ahol ρ_1, ρ_2 az I főmetszeti síkban kapcsolódó felületek sugara,

ρ_3, ρ_4 a II főmetszeti síkban kapcsolódó görbületi sugarak.

Egyszerű számítási módszer adódik, ha a súrlódó kerekek méreteit adott fajlagos terhelés mellett kívánjuk meghatározni.

Ha ismert az érintkezési vonal egységére vonatkoztatott terhelés, p_{meg} , kp/cm és az F_t , kp összenyomó erő, akkor a szükséges kerékszélesség:

$$b = \frac{F_t}{p_{\text{meg}}} \text{ cm.}$$

A p_{meg} értékei a súrlódó kerék n fordulatszáma függvényében adhatók meg. Gumi, vagy gumival bevont kerék esetén a 23.20. táblázat értékei javasolhatók:

23.20. táblázat

Gumi vagy gumival bevont kerék esetén az n és a p_{meg} értékei

n , 1/min	p_{meg} , kp/cm
800	13
1200	10
1500	9
> 1500	9

A méretezéshez adott képletekben szereplő k_{meg} értékei táblázatokból vehetők az anyagminőség, ill. anyagpárok függvényében. Acél-acél kapcsolódás esetén általában

$$k_{\text{meg}} \cong \frac{6,5}{1+0,2\nu}$$

24. Tengelyek, tengelykapcsolók

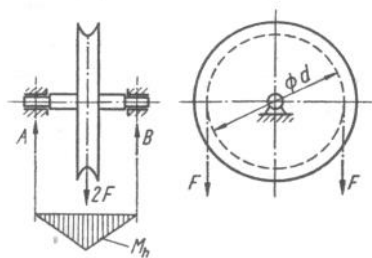
24.1. Tengelyek méretezése

A tengelyek alakját és méreteit a hordozott géprészek alakja, méretei, a csapágyazás, az igénybevétel, továbbá a technológiai és szerelési követelmények határozzák meg. A terheléshez képest forgó tengely keresztmetszete általában kör. Ha a terhelés helyzete a tengelyhez képest állandó vagy kevésbé változik, keresztmetszete olyan lehet, hogy a terhelés és a technológiai követelményeknek megfelelően, a leggazdaságosabb anyagkihasználást biztosítja. A csapágyazott és illesztett tengelyszakaszok keresztmetszete kör, átmérőjük szabványos.

A tengelyeket méretezhetjük igénybevételük szerint: hajlításra, csavarásra, és összetett igénybevételre.

A tengelyek anyaga többnyire acél, ritkábban öntöttvas, kivételesen színes fém, esetleg műanyag. Leggyakrabban az A 50 és A 60 anyagokat használjuk, ezek viszonylag olcsók, szilárdsági és technológiai tulajdonságaik megfelelőek.

Tengelyek méretezése hajlításra. A tengelyt szij- vagy ékszínhúzás, a csapágytámasztás, a ráékeltszerkezeti elemek súlya hajlításra veszi igénybe (24.1. ábra). Méretezés esetén először meg kell határozni a ten-



24.1. ábra. Hajlításra igénybe vett tengely

gelyre ható erőket, támasztó- vagy reakcióerőket — majd ezek alapján ki kell számítani a maximális hajlítónyomatékot.

A hajlítónyomaték

$$M_{hj \max} = K \sigma_{hj}$$

ahol K a keresztmetszeti tényező. Kör keresztmetszet esetén

$$K_0 = \frac{I_0}{d/2} = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3,$$

tehát $M_{hj} \approx 0,1d^3 \sigma_{hj}$.

Megválasztva az anyagot a σ_{meg} feszültséget $\sigma_{\text{meg}} \cong \sigma_{hj}$ alapján a d kiszámítható. Az ékhorony gyengítő hatását figyelembe véve ezt az értéket szabványos, nagyobb d értékre kerekítjük fel.

Csőtengely esetén

$$K_{cs\acute{o}} = \frac{I_{cs\acute{o}}}{d/2} = \frac{\pi(d^4 - d_b^4)}{64d/2} = \frac{\pi d^3}{32} \left[1 - \frac{d_b^4}{d^4} \right],$$

ahol d a csőtengely külső, d_b a belső átmérője.

A csőtengely a tömör tengelyhez képest súlymegtakarítást jelent, a keresztmetszeti tényező kis csökkenése mellett. Pl. $d_b/d = 0,5$ viszonyszám esetén a súlycsökkenés 25%, a keresztmetszeti tényezője csak 6%.

Ha a terhelés nem síkbeli, az erőket két (többnyire egymásra merőleges) síkban, összetevőire bontjuk, és meghatározzuk az igénybevételi ábrákat. Ismerve két egymásra merőleges síkban a hajlítónyomaték értékeit M_{hI} és M_{hII} az eredőnyomaték

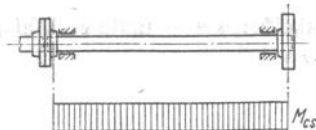
$$M_{hj} = \sqrt{M_{hI}^2 + M_{hII}^2}$$

Általában minden tengely hajlítói igénybevételt szenved. Ha az elhanyagolható — helyes elrendezés esetén — a csavarói igénybevétel mellett a tengelyt tiszta csavarásra méretezzük.

Tengelyek méretezése csavarásra (24.2. ábra).

$$M_{cs} = 716,2 \frac{P}{n} \text{ m} \cdot \text{kp}, \quad \text{ha } P^{LE} \text{ ill.}$$

$$M_{cs} = 974 \frac{P}{n} \text{ m} \cdot \text{kp}, \quad \text{ha } P^{kW} \text{ és } n \text{ 1/min.}$$



24.2. ábra. Csavarásra igénybe vett tengely

Tiszta csavarás esetén

$$M_{cs} = K_p \tau_{cs} = \frac{I_p}{d/2} \tau_{cs} = \frac{\pi d^3}{16} \tau_{cs} \approx 0,2d^3 \tau_{cs}.$$

Megválasztva az anyagot $\tau_{cs} \leq \tau_{cs\text{meg}}$ -ből a d kiszámítható. Folytacél esetén $\tau_{cs\text{meg}} = 0,5\sigma_{\text{meg}}$, öntöttvas esetén $\tau_{cs\text{meg}} = \frac{5}{8}\sigma_{\text{meg}}$.

A 42 acél esetén $\tau_{cs\text{meg}} = 200 \text{ kp/cm}^2$. Ezzel a fenti egyenletek:

$$d = 12 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \text{ cm, ha } P_{LE};$$

$$d = 13,5 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \text{ cm, ha } P_{KW}.$$

Hosszú egyenes tengelyek esetén szögelfordulásra méretezzük, előírjuk, hogy $l = 1 \text{ m}$ hosszban a szögelfordulás legnagyobb értéke $\varphi = 1/4^\circ$ legyen.

Az elcsavarodási szög kör keresztmetszet esetén radiánokban

$$\varphi = \frac{M_{cs} l}{I_p G}.$$

A φ értékét radiánban helyettesítve, $I_p = \frac{\pi d^4}{32}$, $G = 800\,000 \text{ kp/cm}^2$ csavaró rugalmassági modulusszal számolva, $M_{cs} = 71\,620$ — értékeket behelyettesítve, az állandókat összevonva

$$d = 12 \sqrt[4]{\frac{P}{n}},$$

$M_{cs} = 97\,400 \frac{P}{n}$ értéket behelyettesítve,

$$d = 13,5 \sqrt[4]{\frac{P}{n}},$$

P -et első esetben LE-ben, másodikban kW-ban, n -et 1/min-ban helyettesítjük.

Rövid tengelyeket tiszta csavarásra, hosszú vékony tengelyeket szögelfordulásra méretezzük.

A tengelyek igénybevétele általában összetett: hajlítás és csavarás. A mértékadó redukált igénybevétel:

$$\sigma_{\text{red max}} = \sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + \beta \tau_{\text{max}}^2} = \frac{\sqrt{M_b^2 + \frac{\beta}{4} M_{cs}^2}}{K} = \frac{M_{\text{red}}}{K}.$$

Mohr elmélete szerint $\beta = 4$, Huber–Mises–Hencky elmélete szerint $\beta = 3$.

Megválasztva a tengely anyagát $\sigma_{\text{red max}} \leq \sigma_{\text{meg}}$ esetén d kiszámítható.

Öntöttvas tengelyekre

$$\sigma_{\text{red}} = \frac{3}{8} \sigma^2 + \frac{5}{8} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}.$$

A nyíróerőköl adódó igénybevétel tengelyeknél a hajlító- és csavaróigénybevétel mellett általában elhanyagolható. Néhány esetben — különösen végcsapoknál — a kritikus keresztmetszetet erre is ellenőrizni kell.

Kör keresztmetszet esetén

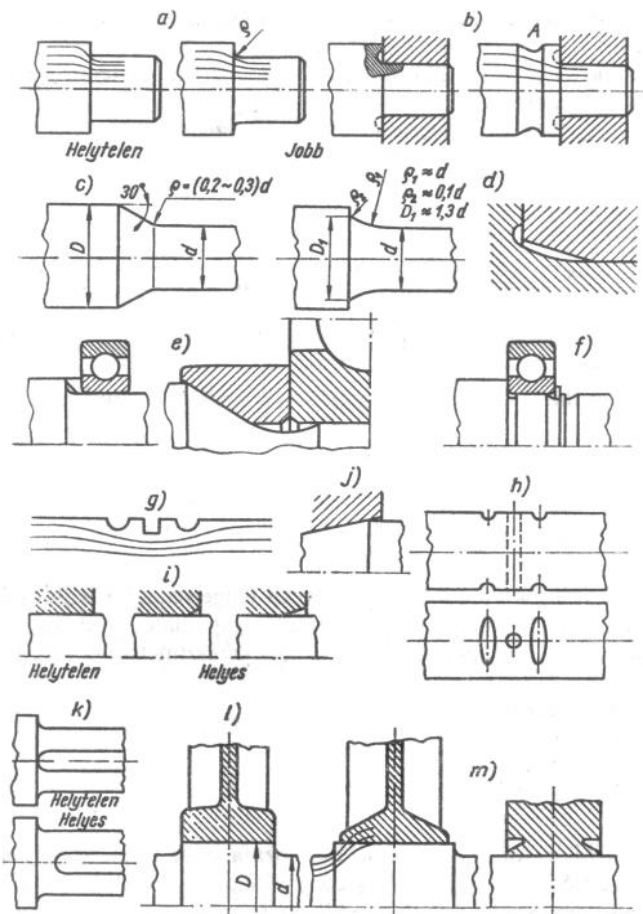
$$\tau_{ny} = \frac{4}{3} \frac{F}{A}.$$

A kritikus fordulatszám meghatározása. Ha a forgó tengely ω szögsebessége eléri az ω_{krit} szögsebességet, csillapítás nélküli lengés esetében végtelen nagy, csillapított lengésnél pedig rendszerint a megengedhető alakváltozás értékénél nagyobb lesz a tengely alakváltozása.

A kritikus szögsebesség és kritikus fordulatszám

$$\omega_{\text{krit}} = \sqrt{\frac{1}{m_{\text{red}} c}}; \quad n_{\text{krit}} = \frac{9,55}{\sqrt{m_{\text{red}} c}},$$

ahol m_{max} a tengely súlypontba redukált tömege, c a tengely rugóállandója.



24.3. ábra. Tengelyrészlet kialakítások

a) Tengelylépcsők; b) Az A-jelű ún. tehermentesítő horony egyenletesebb erővonal eloszlást biztosít; c) A kúpos átmenet jobb, mint a lépcsős, vállas megoldás; d) A legjobb tengelylépcső kialakítás; e) Távtartó gyűrű a váll nagy lekerekítéséhez; f) Helyes golyócsapágy felerősítés; g) Seeger-gyűrűhöz horony, tehermentesítő hornyokkal; h) Tehermentesítő hornyok átfűrt tengelyeken; i) Agyszélek kialakítás; j) Kúpos furatú kerékagy; k) A feszültséggyűjtő hatások szétválasztása ad helyesebb megoldást; l) Tengelyvastagítás ($D \approx 1,26d$) sajtolt vagy melegen felhűzött kerékagyhöz; m) Helyes kialakítások szoros illeszkedésű kerékagyhöz.

A vízszintes tengely forgórészeinek terheléséből meghatározható a lehajlás (f) értéke (lásd. 8. fejezet). Változó keresztmetszetű tengely esetén a lehajlás a Mohr-féle eljárással szerkeszthető meg, (lásd a 159. oldalon). A kritikus fordulatszám a lehajlás ismeretében:

$$n_{\text{krit}} = \frac{300}{\sqrt{f}}$$

f cm-ben, n min^{-1} -en.

A tengely jellegzetesen fárasztó igénybevételnek kitett szerkezeti elem, mivel a tengelyre ható terhelések nem állandó jellegűek, és a fordulatszámuk széles határok között változhatnak. Megjegyezzük, hogy még az állandó nagyságú hajlítónyomaték hatás esetén is ismétlődő igénybevételű a tengely ha forgó mozgást végez (a fáradásos hatások vizsgálatát lásd a 13. fejezetben).

Jelen fejezetben a tengelyek geometriai kialakításának fontosságára hívjuk fel a figyelmet. Emlékeztetünk arra, hogy a feszültséggyűjtő szerkezeti kialakításoknak az alkatrész igénybevételére milyen jelentős hatása van (13. és 17. fejezetek). A 24-3. ábrán gyűjtöttük össze azokat a tengelyrészlet kialakításokat és különböző szerkezeti elem kapcsolódásokat, amelyeknek értékelése hasznos a méretezés folyamatában. Megemlítjük, hogy a jelenlegi műszaki gyakorlatban az ismétlődő igénybevételre történő méretezés a szerkezeti elem különböző keresztmetszeteinek ellenőrzését (a biztonsági tényező meghatározását) jelenti.

24.2. Tengelykapcsolók méretezése

A tengelykapcsolókkal tengelyvégeket kötünk össze úgy, hogy azon keresztül teljesítményt továbbítunk. Hajlításra nem terhelhetők, ezért a csapágyakat közvetlenül a kapcsoló mellett kell elhelyezni.

A mechanikus elven működő tengelykapcsolók lehetnek:

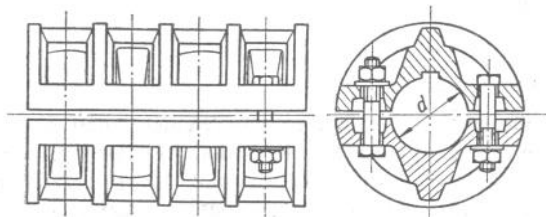
Merev tengelykapcsolók. Nem oldhatók: héjas, tárcsás kapcsolók; üzem közben oldhatók; körmös kapcsolók.

Rugalmas tengelykapcsolók. Nem oldhatók: acéllemezes (Bibby, Forst); gumi-, ill. bőrelemesek.

Hajlékony és mozgékony kapcsolók. Nem oldhatók: szögeltérést enged meg (Hardy-tárcsák, kardáncsuklók); excentrikus tengely elhelyezést biztosít (Oldham); tengelyirányban elmozduló (hődilataciós).

Súrlódó kapcsolók (dörzskapcsolók): Üzem közben oldhatók és kapcsolhatók: lemezes kapcsolók, kúpos kapcsolók, hengeres kapcsolók.

Merev tengelykapcsolók. Merev, állandó kapcsolatot létesítenek. A tengelyek elmozdulását nem engedik meg. Nyomatékingadozásokat nem csillapítanak. Alkalmazásuk esetén biztosítani kell, hogy a kapcsolt tengelyek geometriai középvonalai egy egyenesbe essenek.



24.4. ábra. Héjas tengelykapcsoló

Nem oldható merev kapcsolók. Héjas kapcsoló (24.4. ábra). Két öntöttvas félből készül, amelyeket csavarok szorítanak össze. A nyomatékot a súrlódóerő viszi át, de biztosításul retesszel is rögzítjük. A csavarokat a kapcsolófelekbe süllyesztjük, a megfelelő alakú besüllyesztés a csavarfejek ellentartást biztosít. A baleset elkerülésére a kapcsolót lemezzel burkoljuk. Nagy előnye, hogy a tengelyek eltolás nélkül szerelhetők. A kapcsolt tengelyvégeknek azonos átmérőjüknek kell lenniük.

Legyen a tengely átmérője d_t , a D a hüvely külső átmérője, L a hossza μ a súrlódási tényező. A tengely L hosszúságú felületén keletkező összes súrlódó erőnek nagyobbak kell lennie az átvendő kerületi erőnél, vagyis:

$$\sum F_n \mu \cong F_k = \frac{2M_{cs}}{d_t}$$

A súrlódó erő a felületi nyomásból számítható ki:

$$\sum F_n = \pi d L p \mu \cong \frac{2M_{cs}}{d_t}$$

Az F összeszorító erő, amely a $(D-d)L$ felületen keletkezik

$$F = zF_1 = dLp$$

Az előző egyenletekből:

$$F = zF_1 = dLp \cong \frac{F_k}{\mu\pi} = \frac{2M_{cs}}{\mu\pi d_t}$$

A felületi nyomás $p = 300 \dots 500 \text{ kp/cm}^2$ Öv, tárcsa—acéltengely, $500 \dots 900 \text{ kp/cm}^2$, acéltárcsa és acéltengely estén. A súrlódási tényező $\mu = 0,15 \dots 0,3$.

A tengely által átvihető nyomaték, továbbá az egy csavar által átvihető erő:

$$M_{cs} = \frac{\pi d_t^3}{16} \tau_{cs \text{ meg}}, \quad \text{ill.} \quad F_1 = \frac{\pi d_{cs}^2}{4} \sigma_{h \text{ meg}},$$

a fenti egyenletbe helyettesítve megkapjuk a csavar szükséges A_1 keresztmetszetét:

$$A_1 = \frac{\pi d_{cs}^2}{4} = \frac{0,25 d_t^2}{\mu z} \frac{\tau_{cs \text{ meg}}}{\sigma_{h \text{ meg}}},$$

ahol d_{cs} a csavar magátmérője, cm;

d_t a tengely átmérője, cm;

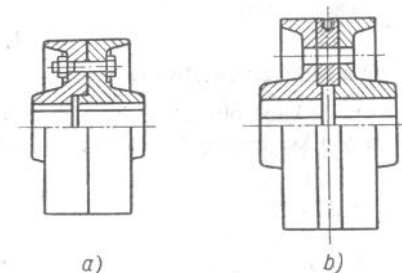
$\tau_{cs \text{ meg}}$ a tengely;

$\sigma_{h \text{ meg}}$ a csavar megengedett igénybevétele kp/cm^2 ;

z a csavarok száma

μ súrlódási tényező.

Tárcsás tengelykapcsoló (24.5. ábra). Közlőmű tengelyeknél ill. nagyobb nyomaték átvitel esetén használatos. A tengelyvégekre ékelt, melegen rázsugorított tárcsákat lehetőleg illesztett csavarokkal szorítjuk



24.5. ábra. Tárcsás tengelykapcsoló
a) egymásbaeresztéssel; b) központosító gyűrűvel

össze. A felékelés kissé elferdíti a tárcsákat, ezért tanácsos felékelés után megmunkálni a homlokfelületeket. A kapcsolófeleket egytengelyűvé kell tenni, amelyet egymásba eresztéssel (24.5a ábra) vagy kétszeres központosító tárcsával (24.5b ábra) biztosíthatnak. A tengelyek szétszerelése

csak tengelyirányú eltolás esetén lehetséges. Balesetek elkerülésére a szorítócsavarokat rejtve kell elhelyezni. Ha védőperem nincs, utólag lemezből kell készíteni. A nyomatékot a tengelykapcsoló tisztán súrlódással vagy az illesztett csavarok nyíróigénybevételével viheti át.

Súrlódásos nyomatékátvitel esetén a tárcsákat összeszorító, z számú csavart húzásra igénybevevő erő:

$$F_a = \frac{F_k}{\mu} = \frac{2M_{cs}}{d_{köz}\mu} = \frac{\pi z_1 d_1^2}{4} \sigma_{h\text{ meg}},$$

ahol d_1 a csavar magátmérő, cm;
 $d_{köz}$ a súrlódó felületek közepes átmérője, cm;
 σ_{meg} a csavar megengedhető húzó igénybevétele, kp/cm².

A fenti egyenletből a csavar szükséges keresztmetszete:

$$A_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} \frac{2M_{cs}}{d_{köz} \sigma_{h\text{ meg}} z_1 \mu}.$$

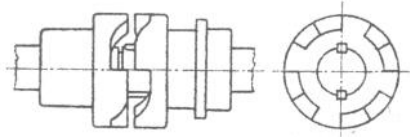
A súrlódó felület közepes átmérőjét a tárcsák érintkező homlokfelületének gyűrű alakú kimunkálásával lehet növelni. A súrlódási tényező $\mu = 0,2 \dots 0,25$. A tárcsák homlokfelülete nagyolt.

Ha a nyomatékot a csavarok nyíróigénybevétele viszi át (illesztett csavarok esetén), egy csavar nyírt keresztmetszete

$$A_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{2M_{cs}}{d_{köz} z_1 \tau_{ny\text{ meg}}}.$$

A tárcsák anyaga öv, a csavarokét a MSZ 229. szabvány határozza meg.

Oldható merev kapcsolók. Körömös kapcsoló (24.6. ábra). Bekapcsolása vagy nyugalmi helyzetben vagy a két tengely fordulatszámú futása



24.6. ábra. Körömös tengelykapcsoló

esetén lehetséges. Az egyik tárcsa ékkel, a másik siklóretesszel van a tengelyhez erősítve, esetleg bordás tengelyvégre helyezzük, ezáltal axiális irányban elmozdítható. A tengelyirányú kikapcsolóerőt a kapcsolóvil-

láról kétrészes csúszógyűrűvel továbbítjuk. A nagy nyíróerő miatt, mely a siklóretessen, ill. a körmökön ébredő nagy súrlódóerőből keletkezik, csak kis teljesítmények átvitelére alkalmas.

A körmök felületi nyomásra és hajlításra ellenőrizzük. A feltétel az, hogy a körmök terhelése egyenletes legyen. A köröm A oldal felületére eső nyomás

$$p = \frac{F}{A} = \frac{2M_{cs}}{A d_{köz} z},$$

ahol F a $d_{köz}$ közepes átmérőn az egy körömrre ható erő,
 z a körmök száma.

A nyugalmi helyzetben kapcsolható körmös kapcsolókhoz $p_{meg} = 9 \dots 12$ kp/cm²-re, a lassú forgásnál bekapcsolhatókhöz $p_{meg} = 5 \dots 7$ kp/cm²-re vehető fel.

A körmök hajlítói igénybevételt szenvednek.

Az ébredő hajlítófeszültség

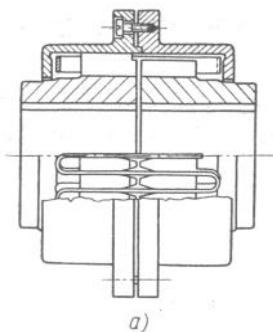
$$\sigma_{hj} = \frac{hF}{Kz} = \frac{M_{hj}}{Kz} \cong \sigma_{hj\text{ meg}}.$$

ahol K a köröm keresztmetszeti tényezője,
 h a tengelyirányú mérete.

A körmös kapcsoló szerszámgépek és gépjárművek fogaskerékszekerényeinek fontos eleme.

Rugalmas kapcsolók. A hajtott tengely dinamikus igénybevételét bizonyos mértékben csökkentik, a szöggyorsulást csillapítják. Ez rugalmas elem (acél, gumi bőr) alkalmazásával érhető el. Az egytengelyűséget biztosítani kell, csak kismértékű szögelhajlást szabad a tengelyeknél megengedni. A rugalmas kapcsolók általában nem oldhatók.

Acéllemezes kapcsolók. A Bibby-kapcsoló (24.7a ábra) teljesen fém szerkezetű. Mindkét kapcsolóagy koszorúja a kapcsoló belseje felé körív mentén szélesedő, tengelyirányú hasítékkal készül. Ezekbe helyezik a jellegzetes kígyószerűen hajlított rugószalagokat, a kapcsoló rugalmas elemeit. A nagy fordulaton fellépő centrifugális erő a rugószalagot ki dobhatja, ezért rugóházat helyezünk a rugó fölé, melyet az egyik kapcsolófélfel vezet. A rugóházat a rugók kenése céljából zsírral töltjük meg. Nagyobb nyomatékokra készített kapcsolókban egymás fölött több rugószalag van. A rugókat befogott tartónak véve (24.7b ábra), a lehajlás az



24.7. ábra. Bibby-tengelykapcsoló

a) szerkezeti kialakítás; b) vázlat a rugóméretezéshez

F erő hatására

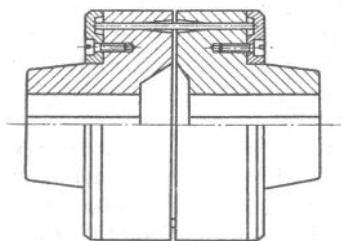
$$f = \frac{F}{IE} \frac{l^3}{12} \text{ cm.}$$

Az ébredő feszültség

$$\sigma = \frac{Fl}{2K} \text{ kp/cm}^2.$$

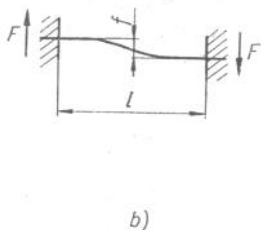
A kapcsoló kb. $1\ 1/4^\circ$ -os tengelyhajlásszöget, és 0,5...3 mm párhuzamos tengelyeltolódást enged meg. A kisebb méretű kapcsolófelek anyaga acél pl. C35, a nagyobbaké acélöntés pl. A645. A rugóház általában öntöttvasból készül, nagy terhelésre acélöntvényből.

Teljesen hasonló a Forst-kapcsoló felépítése (24.8. ábra). A rugalmas elemek itt a kapcsolófelek egymás felé tölcérszerűen szélesedő furataiba helyezett acélrudak. A furatokat felcsavarozott tárcsák zárják el. A kapcsolófelek anyaga A60, ill. acélöntés, az edzett és csiszolt rudaké pedig rugóacél.



24.8. ábra. Forst-kapcsoló

Gumi- és bőrlemezes kapcsolók. Gumidugós (24.9. ábra), ill. bőrlemezű kapcsolók, a tárcsás kapcsolókhöz hasonlóak, rugalmas elemként a csavarokra gumidugót vagy bőrlemezeket helyezünk. Ezek a ten-



gelykapcsolók csak kis és közepes nyomaték továbbítására használhatók. A méretezés a csapokra terjed ki. A csapokat rövidkarú hajlításra, a rugalmas elemeket felületi nyomásra méretezzük

$$p = \frac{F}{ad_2},$$

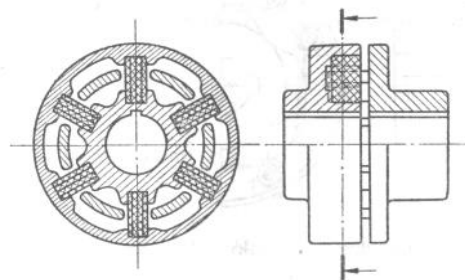
ahol a a dugó hossza, cm;

d_2 a felfekvő palástfelület átmérője,

$p_{meg} = 10...20 \text{ kp/cm}^2$.

Rugalmasabb kapcsolat érhető el a gumituskós kapcsolóval (24.10. ábra).

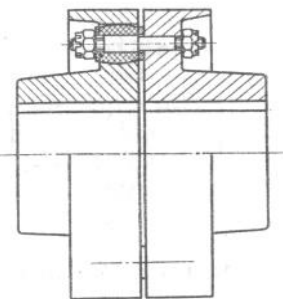
A tuskókat sugárirányban helyezik el az egyik kapcsolófél fészkeiben. Közéjük nyúlnak be a másik kapcsolófél körmei. A körmök és a tuskók közötti hézag következtében eltolt tengelyek között is lehetséges nyomatékátvitel. A tuskók hajlításra vannak igénybevéve. Különböző anyagú tuskókkal más és más a kapcsoló rugalmassága és csillapító hatása, tehát ezeket a tulajdonságokat az üzem jellege szerint tuskócserevel lehet szabályozni. A kapcsoló $v_{max} = 26 \text{ m/s}$ kerületi sebességig járható, ezen felül általában dinamikus kiegyensúlyozás szükséges.



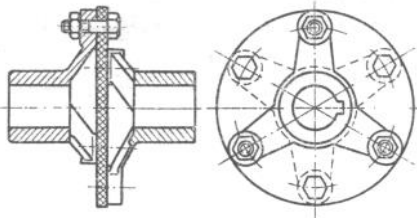
24.10. ábra. Gumituskós tengelykapcsoló

Hajlékony (mozgékony) kapcsolók. A tengelyek közötti szögeltérés, excentricitás, axiális elmozdulás, hajlékony (mozgékony) kapcsolókkal valósítható meg. A hajlékony kapcsolók nem oldható kivitelűek.

A Hardy-tárcsás tengelykapcsoló (24.11. ábra), a tengelyek kisebb mértékű szögelhajlását engedi meg.



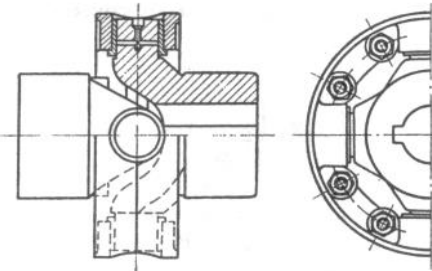
24.9. ábra. Gumidugós tengelykapcsoló



24.11. ábra. Hardy-tárcsás tengelykapcsoló

Vékony acéllemezekből álló közeg; vagy vászon (kord-) betétes gumitárcsa foglal helyet két háromágú hajtócsillag között. A tárcsa alakváltozásának megengedhető határa megszabja a hajlásszög legnagyobb értékét. Ez a szög $0,5...1^\circ$ lehet.

Nagy szögben hajló tengelyek között kardáncsuklóval (24.12. ábra) biztosítható a hajlékony kapcsolat. A kétágú villák két-két csapját a csapok síkjában osztott, összecsavarozott gyűrű mereven fogja össze. A villa csapjai cserélhető perselyekben vannak. A kapcsolórészek általában öntéssel készülnek.



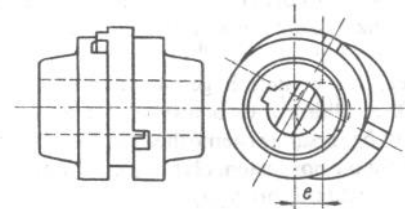
24.12. ábra. Kardáncsuklós tengelykapcsoló

A kapcsoló alkalmazása esetén a hajtott tengely szögsebessége periodikusan ingadozik. Egy körülforduláson belül a szögsebesség legnagyobb

értéke $\omega_2 = \frac{\omega_1}{\cos \alpha}$ a legkisebb értéke:

ahol ω_2 a hajtott tengely váltakozó szögsebessége;
 ω_1 a hajtótengely állandó szögsebessége,
 α a tengelyszög.

Állandó szögsebesség kettős kardáncsuklóval érhető el. Kis nyomtérk átvitelére alkalmazzuk a golyós kardáncsuklót, melynek működési elve az előző kapcsolóéval azonos. A kapcsoló merev, központi része két, egymásra merőleges furattal készített folyó. A golyóból a csapban végződő hevederek felfekvésénél négy gömbsüveget munkálnak le. A nagyobb élettartam érdekében a golyót és hevedert jobb minőségű acélból készítjük és edzzük. A legnagyobb tengelyhajlásszög kb. $\alpha = 40^\circ$ lehet.



24.13. ábra. Oldham-tengelykapcsoló

Az Oldham-kapcsolóval (24.13. ábra) kismértékű, sugárirányú eltolódás egyenlíthető ki. A középső tárcsa bolygómozgást végez, fordulatszám n , és bolygómozgást végez az e tengelyeltolódásnak megfelelő átmérőn kétszeres n fordulatszámmal. Feltételezve, hogy a nyomtérk továbbító vezetőléceken a p felületi nyomás a h magasságú lécc hosszának csak bizonyos D hosszúságú szakaszára korlátozódik, az átvihető nyomtérk

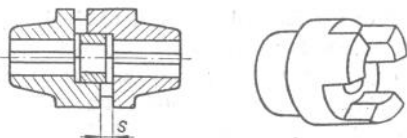
$$M_{cs} = \frac{pcD^2h}{2} \left(1 - \frac{2}{3}c - \frac{e}{D} \right) \text{ cm} \cdot \text{kp.}$$

A számításokban $c = 0,3...0,8$;

$$p = 80...25 \text{ kp/cm}^2.$$

A tengelykapcsoló szélső tárcsáinak anyaga acél, a középsőé, a súrlódás csökkentésére öntöttvas vagy bronz lehet. Ha ez is acél, a vezetőléceket a szélső tárcsáktól eltérő keménységűre edzzük, utána köszörüljük. A vezetőlécek kenéséről is gondoskodni kell.

A dilatációs kapcsoló (24.14. ábra) hosszú tengelyek hőmérséklettől függő hosszváltozását engedi meg. Valójában körmös kapcsoló, melyen a szükséges tengelyirányú elmozdulás biztosítására a kapcsolófelek között hézag van. A központosítást a fogak által vezetett, pontosan illesztett gyűrű létesíti. A fogakat illeszteni kell egymáshoz. A kapcsolófelek öntöttvasból készülhetnek.

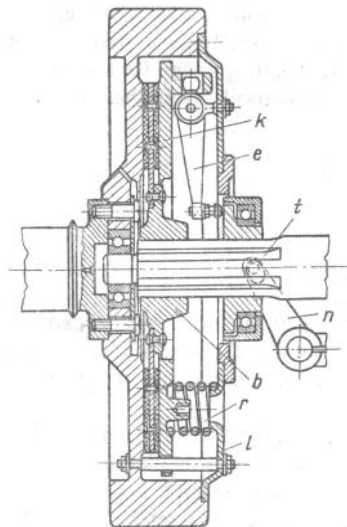


24.14. ábra. Hődilataációs tengelykapcsoló

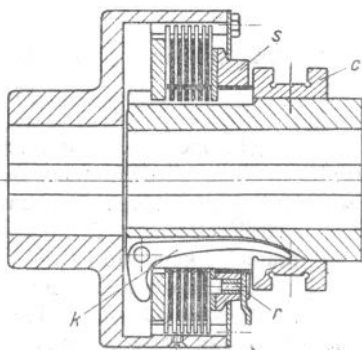
Súrlódó tengelykapcsolók. Üzem közben terhelés alatt oldhatók és bekapcsolhatók. A nyomatékot az összenyomott felületek között ébredő súrlódóerő viszi át.

Lemezes kapcsolók. Jellemzős kivitele a gépjárműmotorok lendkerékkapcsolója (24.15. ábra). A k tárcsa és a test között az azbeszt-tartalmú súrlódó betéttel bevont b tárcsát az l -lemezhez támaszkodó rugó (6–8 db) szorítja meg. A b tárcsa a t bordástengelyt hajtja. Kikapcsoláskor az e kart kell n gyűrűvel elfordítani, hogy így a lemez a rugóerővel szemben kiemelkedjék.

Az acéllemezes — *Ortlinghaus-kapcsolóban* (24.16. ábra) simára közsűrűlt fogazott acéllemezek vannak felváltva a fogazott kapcsolóagyra és a kapcsolódobra felhúzva. A lemezeket a k jelű rugalmas karok (3 db)



24.15. ábra. Lemezes tengelykapcsoló



24.16. ábra. Ortlinghaus-tengelykapcsoló

szorítják össze, a c hüvely balra mozgatasakor. Az s anyával állítható be a kívánt nyomóerő. Az anya elfordulását az r csap akadályozza. Az acéllemezes kapcsolók olajban futnak, ellentétben a súrlódóbetétes száraz kapcsolókkal. A lemezes kapcsolók lemezeinek összeszorítása elektromágnessel vagy levegőnyomással is végezhető. A lemezes kapcsoló biztonsági kapcsolóként is alkalmazható, túlterhelésre megcsúszik.

Az átvihető nyomaték a lemezeket összeszorító F_a erőtlől függ

$$M = 2(i\mu F_a r_{köz}),$$

ha i lemez kapcsolódik a külső agyhoz,
 μ a súrlódási tényező,
 $r_{köz}$ az érintkező körgyűrű felület közepes sugara.

Az összeszorító erő a kopás korlátozása miatt nem lehet túlságosan nagy. Ha p , kp/cm^2 felszíni nyomás engedhető meg, akkor a legnagyobb erő

$$F_{max} = (r_1^2 - r_0^2) \pi p,$$

ahol r_1 és r_0 az érintkező felület külső, ill. belső sugara.

Mind a μ , mind a p értékét az anyagoktól függően kell felvenni, az 24.1 táblázatból.

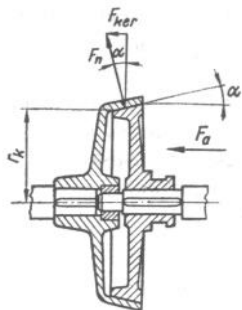
24.1. táblázat

Megengedhető súrlódási tényezők és felületi nyomások súrlódó tengelykapcsolóknál

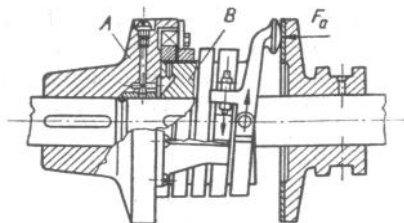
Kapcsoló	Anyag	μ , szárazon	μ , zsírozottan	μ , olajozottan	\bar{p} , kp/cm^2
Öv	öv	0,15...0,26	0,1...0,05	0,1...0,2	18...20
Bőr	fém	0,4...0,3	0,25	0,15	1...2
Azbeszt	fém	0,5...0,3	—	—	1...2
Acélszalag	öv	0,15...0,18	0,1	—	18...20
Kemény acél	kemény acél	0,1	—	0,03...0,1	4...12

Kúpos kapcsoló (24.17. ábra). A tengelyirányú szorítóerő F_a a súrlódó bevonattal borított kúpos tárcsát a kúpos fészekbe szorítja. Az α félkúpszögű kúpon, a kerület mentén, a felületre merőleges erőrendszer eredőjét F_n -nel jelölve

$$F_a = F_n \sin \alpha.$$



24.17. ábra. Kúpos tengelykapcsoló



24.18. ábra. Triumph-tengelykapcsoló

A tengelykapcsoló $M = F_{ker}r$ nyomatékot visz át, ahol $F_{ker} = \mu F_a$, így

$$F_a = \frac{M \sin \alpha}{r \mu}.$$

Az önzár elkerülése végett $\operatorname{tg} \alpha > \mu$.

Csak kis teljesítmény átvitelére alkalmas, az axiális erőt támasztó csapággal kell felfogni. Használatosabb a kétkúpos tengelykapcsoló.

Hengeres kapcsoló a Triumph-kapcsoló (24.18. ábra). Az utolsó menet meghúzásával a *B* kéregöntésű – vagy betétedzett – csiszolt hengerre négyzög keresztmetszetű rugó feszül. A rugó egyik végét az *A* hajtótárcsához erősítik. Csak egyirányú hajtásra használható. Ha az *A* tárcsa ellenkező irányban is forog, a rugó kicsavarodását az orr akadályozza meg.

A kapcsolót az F_a erő tartja üzemben. Ezt az erőt és a rugó szükséges menetszámát a kötél súrlódás összefüggései alapján lehet meghatározni. Az átvitt nyomatékból meghatározható az r sugarú dobon a kerületi erő $F_{ker} = \frac{M}{r}$, a befeszítőerő:

$$F = \frac{F_{ker}}{e^{2\pi\mu z}},$$

ahol z a rugó menetszáma,

μ a súrlódási tényező ($\approx 0,18$),

e a természetes logaritmus alapszáma.

A szögemelőt terhelő F_a erő az F -ből, a karok arányában számítható $F_a = \frac{Fa}{b}$.

A súrlódó felületek összeszorításához szükséges erőt előállíthatjuk mechanikus úton, a kapcsolóba épített elektromágnes (elektromágneses tengelykapcsolók) vagy víz-, olaj-, ill. légnyomás segítségével (folyadék- vagy légnyomásos súrlódó kapcsolók).

25. Csövek, csőkötések, tartályok

25.1. Csövek-csőszervevények

A csővezetékek folyékony, légnemű közegek és szemes termények vezetésére szolgálnak. A csövek általában belső túlnyomás alatt állnak. Ha a szállított közeg hőmérséklete viszonylag nagyobb (pl. túlhevített gőz, forró gáz), a hőhatás igénybevételét is figyelembe kell venni. Keresztmetszetük általában kör (ritkán más síkidom).

A csővezeték anyagát a belső túlnyomás, a szállított közeg hőmérséklete, kémiai tulajdonságai határozzák meg. Kis nyomás esetén a cső anyaga lehet égetett anyag, cement, vagy fa, a kémiai iparban gumi, vörösréz, ólom, vagy ólommal bélelt acélcső, esetleg műanyag. Nagyobb nyomás esetén öntöttvas, acélöntvény és acél.

A csővezeték belső átmérőjét az ún. térfogatáram és az áramló közeg sebessége határozza meg:

$$q = \frac{\pi d^2}{4} v,$$

ahol $q, \text{m}^3/\text{s}$ a térfogatáram,
 d, m a csővezeték belső átmérője,
 $v, \text{m/s}$ az áramló közeg sebessége (25.1. és 25.2. táblázat).

Szemes közeg esetén a súlyáramlásból kell kiindulni:

$$\frac{\dot{G}}{\gamma} = \frac{\pi d^2}{4} v,$$

ahol $\dot{G}, \text{kp/s}$ a súlyáramlás,
 $\gamma, \text{kp/m}^3$ a szállított közeg fajsúlya

A kiszámított csőátmérőhöz a legközelebb eső névleges átmérőt kiválasztva az azokhoz tartozó valóságos belső átmérővel a sebesség pontosan kiszámítható.

25.1. táblázat

Áramlási sebességek különféle gépek csővezetékeiben
 (Tájékoztató hozzávetőleges értékek)

Gép	Csővezeték, ill. szállított közeg fajtája	Az áramló közeg sebessége $v, \text{m/s}$
Gőzturbina	Túlhevített gőz Kisnyomású Közepes nyomású Nagynyomású	35 40...50 50...70
	Telített gőz Fáradt gőz	25 15...25
Dugattyús gőzgép	Túlhevített gőz Telített gőz	40...50 25...30
Gázgép	Légvezeték Gázvezeték Kipufogóvezeték 4 ütemű géphez Kipufogóvezeték 2 ütemű géphez	20 30 20...25 10...15
Diesel-motor	Szívóvezeték Nyomócső porlasztóhoz Kompresszorvezeték Üzemanyagvezeték	20 50...60 25...30 20
Légkompresszor	Szívóvezeték Nyomóvezeték	16...20 25...30
Turbókompresszor	Szívó és nyomóvezeték	20...25
Centrifugálszivattyú vízre	Szívóvezeték Nyomóvezeték	1...2 2,5...3
Dugattyús szivattyú	Szívóvezeték Nyomóvezeték	0,8...1 1...2
Vízturbina		3
Hidraulikus sajtó	Nyomóvezeték	15...30

25.2. táblázat

Csőben vezetett közegek szokásos sebességértékei

Szállított közeg	Csővezeték fajtája	Az áramló közeg sebessége v, m/s
Hűtővíz	Nyomóvezeték Szivattyú hozzáfolyó vezetéke Szívóvezeték	1,5...2 1...1,5 0,5...1
Tápvíz	Nyomóvezeték normális terhelés esetén Nyomóvezeték maximális terhelés esetén Szívó vezeték	1,5...2 3...4 0,8...1
Kondenz víz	Nyomóvezeték	1...2
Csapadék víz vagy pótvíz	Nyomóvezeték Szívóvezeték, csővezeték hossz és vízhőmérséklet szerint	1,5...2 0,5...1
Ivó- és használati víz	Fővezeték Elosztó hálózat Távolsági vezeték Forróvíz fűtés nyomóvezeték	1...2 0,6...0,7 1,5...3 2...3
Olaj	Gázolaj Nehézolaj Távvezeték Olajozó vezeték	1...2 0,5...2 1,5...2 0,5...1
Gőz	Túlhevített gőz kb. 0,025 m ³ /kp fajtérfogathoz 0,05 m ³ /kp fajtérfogathoz 0,1 m ³ /kp fajtérfogathoz 0,2 m ³ /kp fajtérfogathoz	30...35 35...40 40...45 45...50
Gáz	2 ata-ig 5 ata-ig 5 ata felett Háztartási vezeték Távvezeték	4...20 11...35 15 1 25...60
Levegő	Nyomóvezeték	25

25.3. táblázat

Csővezeték névleges átmérői

(Kivonat az MSZ 2872-74-ből)

1*	10	100	1000
		125	1200 1400
1,5*	15	150	1600 1800*
2*	20	200	2000 2200* 2400
2,5*	25	250	2600* 2800*
3	32	300 350	3000 3200 3400 3600* 3800*
4*	40	400	4000
5*	50	500	
6	65	600 700*	
8*	80	800 900*	

* Általános rendeltetésű csővezetékek esetén e névleges átmérőket ke-
rülni kell

Néhány további kiegészítő szempont a végleges csőátmérő meghatározásához:

- a kiválasztott csőátmérőhöz sebességek ne zavarják a vezeték nyugodt ágyazását;
- váltakozó terhelések esetén a legnagyobb átáramló mennyiség is még biztosan szállítható legyen;
- a csővezetékben bekövetkezhető lerakódásokra és későbbi bővítésre számítani kell. Gyakran elégséges, ha a számított mérethez eső nagyobb névleges átmérőt választjuk.

A csővezeték legtöbb jellemző adata szabványosított.

A névleges átmérő (MSZ 2872 és a 25.3. táblázat) jellemzi a csővezeték egymáshoz illeszkedő alkatrészeit. Számértéke vagy pontosan egyenlő a cső belső átmérőjével, de attól el is térhet. Jele $N\hat{A}$.

Öntöttvas, nyomócsövek és csőidomok belső névleges átmérője a $p_a = 10 \text{ kp/cm}^2$ névleges nyomásra szerkesztett egyenes, öv nyomócsövek belső átmérőjével azonos.

Acélból vagy más fémből gyártott csövek külső átmérője állandó, a falvastagság változása következtében tehát a cső belső átmérője nem egyezik a névleges átmérővel.

A csövek falvastagsága. A csövek, csőidomok falvastagságát általában a kazán-formula segítségével számíthatjuk bizonyos módosítással.

Az öv-nyomócsövek és nyomócsőidomok falvastagsága, $N\hat{A}$

$$s = s_0 + c = \frac{pN\hat{A}}{2\sigma_{h\text{meg}}} + c,$$

ahol s cm a valódi falvastagság,

s_0 , cm az elméleti falvastagság,

p_a , kp/cm^2 a névleges nyomás (vízre megengedett nyomás),

$N\hat{A}$, cm a névleges (belső) csőátmérő,

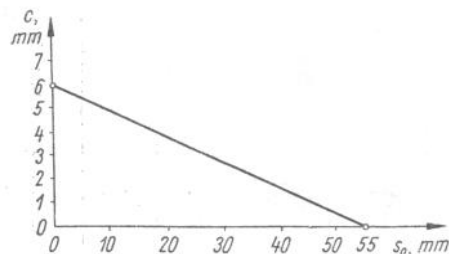
$\sigma_{h\text{meg}}$, kp/cm^2 a megengedett húzóigénybevétel,

c pedig járuléka a gyártási egyenlőtlenségek és külső hatások ellensúlyozására.

A tapasztalati járuléka a falvastagság függvénye (25.1. ábra). $s = 0$ esetén $c = 6 \text{ mm}$, $s_0 = 56 \text{ mm}$ esetén $c = 0$. A $\sigma_{h\text{meg}}$ értéke öv 14 jelű szürke nyersvasra: $p_a = 250 \text{ kp/cm}^2$.

Az acélcsovek falvastagsága ha az üzemi nyomás $p < 0,165 \sigma_B/n$, akkor

$$s = \frac{N\hat{A}P_n}{2\sigma_B\varphi} + c, \text{ cm},$$



25.1. ábra. A c járuléka értéke öntöttvas csőnél

ha viszont az üzemi nyomás $p > 0,165 \sigma_B/n$, akkor c járuléka értéke öv cső falvastagságának számításánál

$$s = \frac{N\hat{A}}{2\varphi} \left[\sqrt{\frac{\frac{\sigma_B}{n} + 0,4p}{\frac{\sigma_B}{n} - 1,3p}} - 1 \right] + c, \text{ cm},$$

ahol σ_B , kp/cm^2 a szakítószilárdság,

n a biztonsági tényező (az I. nyomásfokozatra $n = 4,5$, a II. nyomásfokozatra $n = 5,6$, míg III.-ra $n = 7,1$),

c járuléka (0,1 cm),

φ tényező (értéke) varrat nélküli csövekre 1,0;

vízgáz hegesztésű csövekre 0,85; közönséges igénybevételre és 400 °C-ig; autogén és villamoshegesztésű csövekre A 00-nál 0,5

A 34-nél 0,7...0,8, szegecselt csövekre 0,57...0,63).

Öv csövek és csőidomok. Az öv nyomócsövek és nyomócső-idomok szabványosítottak, MSZ 80 (25.4. táblázat). A névleges átmérők meg egyeznek a $p = 10 \text{ kp/cm}^2$ belső túlnyomásra méretezett öv csövek belső átmérőjével.

Valamennyi nyomásra nem készítenek külön falvastagságú csövet, a szabvány 32 nyomásfokozatot ír elő. Csővezetékek névleges üzemi- és probanyomását a 25.5. táblázat tartalmazza. Különleges üzemi viszonyok közt a megengedett üzemi nyomást megfelelően csökkenteni kell. A 6 kp/cm^2 névleges nyomásra méretezett csőhöz 10 kp/cm^2 névleges nyomásra méretezett idomot kell használni.

Nagyobb irányváltót, elágazást stb. idomdarabok (MSZ 87) beiktatásával lehet megvalósítani. Anyaguk Öv. 14, vagy Öv. 18, általában $NNy = 10$ att névleges nyomásra használhatók. Nagyobb nyomás

25.4. táblázat

Öntöttvas nyomócsövek és nyomócső-idomok mechanikai tulajdonságai

A termék fajtája	A vizsgálat módja	A próbadarab vagy próbatest fajtája	Szakítószilárdság, III. gyűrűhajlítósilárdság, kp/mm ² (N/mm ²)* legalább	Brinell-keménység, HB, legfeljebb
Homokformába öntött csövek és idomok	szaktóvizsgálat és keménységmérés	külön öntött próbadaraból kiforgácsolt normál próbatest	15 (147)	215***
			18 (177)	
Homokformába, centrifugálöntéssel öntött csövek	gyűrűhajlító vizsgálat és keménységmérés	a csőről levágott 25 mm széles gyűrűpróba	40 (392)	215***
			20 (196)	
			18 (177)	
Kokillába centrifugálöntéssel öntött csövek	szaktóvizsgálat és keménységmérés	a csőfalból kiforgácsolt próbatest** (normál vagy különleges méretű)	20 (196)	215***
			18 (177)	
			18 (177)	

* A N/mm²-ben megadott értékek tájékoztatók.

** Külön előírásra a szaktóvizsgálatot a gyorsabb gyűrűhajlító vizsgálattal helyettesíteni lehet. A vizsgálat feltételeiben előre meg kell állapodni.

*** A külön öntött próbatesten mérve az öntvények felületén mért keménység legfeljebb 230 HB lehet.

25.5. táblázat

Csővezetékek névleges nyomása és próbanyomása

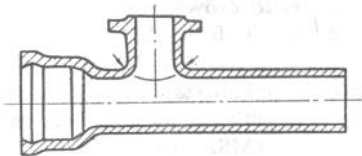
(Kivonat az MSZ 2873-72-ből)

Nyomások értéke kp/cm²-ben

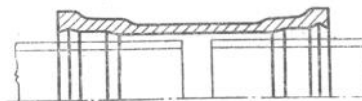
Névleges nyomás, NNy	Próbanyomás, PNy	Névleges nyomás, NNy	Próbanyomás, PNy
1	2	64	96
2,5	4	100	150
4	6	160	240
6	9	250	350
10	15	320	450
16	24	400	560
25	38	640	800
40	60	1000	1250

esetén az idomdarabokat acélöntéssel készítjük. Jelölésükre betűjelet használunk, amely szabványosítva van (MSz 87).

A 25.2. ábrán T-jelű elágazót, míg a 25.3. ábrán áttoló idomdarabot láthatunk. Nagyobb nyomásra ún. gömbi elágazót használunk, alá-támasztása külön számollyal történik.



25.2. ábra. T-jelű elágazó



25.3. ábra. Áttoló idom

Az öv csőidomok szabványosak (MSZ 87).

Acélcövek és acél csőidomok. Az acélcövek általában sima végződésűek, a csökötés karimáit külön erősítjük a csőre. Ezért a különböző nyomások esetén a falvastagságot befelé növeljük, a külső átmérő viszont állandó marad.

Az MSZ 29 szabvány a csöveket méretpontosság, anyagminőség és rendeltetés szerint három osztályba sorolja:

I. Kereskedelmi minőségű acélcsővek minőségi előírás nélkül kaphatók. Jelük *K*, anyaguk általában: A00. Vezeték vagy szerkezeti csőként használatosak. Ebbe az osztályba tartoznak:

Varrat nélküli gázcsövek (MSZ 120), víznyomás próbájuk 32 kp/cm^2 .

Vastagfalú gáz-, ill. gázcsövek (MSZ 212), víznyomás próbájuk 40 kp/cm^2 .

Varrat nélküli sima végű vezetékcsövek 300°C hőmérsékletig és 25 kp/cm^2 névleges nyomásig (MSZ 123) víznyomás próbájuk 50 kp/cm^2 .

II. Minőségi acélcsővek, minőségi előírás kötelező. Jelük *M*, víznyomás próbájuk a névleges nyomás 1,5-szöröse, de legalább 60 kp/cm^2 . Ezenkívül kúpos végű tűskével tágító vizsgálatot, peremező vizsgálatot, lapító vizsgálatot lehet előírni. Nagyobb igényeket támasztó vezetékhez alkalmasak. Ebbe az osztályba tartoznak:

Varrat nélküli menetes csövek (MSZ 129).

Varrat nélküli sima végű vezetékcsövek 25 kp/cm^2 névleges nyomáson felül (MSZ 124, 125, 13126).

Varrat nélküli acélcsővek nagynyomású hidraulikus berendezésekhez (MSZ 2896).

Anyagminőség A35, A45, A55.

III. Csövek különleges előírása. Ide tartoznak: nagynyomású tápvíz és túlhevítő csövek, tápvízlemelegítő csövek. Anyaguk 400°C -ig szénacél, 400°C felett ötvözött acél, 520°C feletti hőmérsékletre reveálló acél.

A három osztályba tartozó csövek áttekintő táblázata: MSZ 99-ben.

Pontosabb tűrésre hideghúzással készíthetők a csövek, ezek varrat nélküli hidegen vont szabatos acélcsővek (MSZ 2898 és 2899).

Folytacél csővezetékbe épített idomdarabokat varrat nélküli csőből és görgített lemezből hegesztik.

25.2. Csőkötések

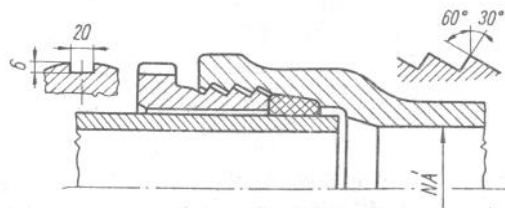
A csöveket meghatározott hosszban gyártják, ezért csővezeték készítésekor a csövek összekötéséről kell gondoskodni.

Nem oldható csőkötések. Öv csöveknél — ha nincs nagy axiális erőhatás — akkor használjuk a tokos csőkötetést.

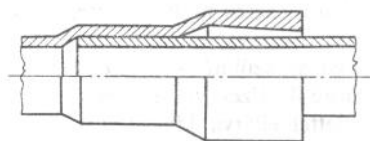
Az ólomtömítéses öv nyomócsőtök max. 10 kp/cm^2 nyomásig alkalmazható, főleg ott, ahol erősebb talajsüllyedéstől nem kell tartani.

A cső egyik vége sima, a másik vége tokos. Tömítésül kenderzsinórt alkalmazunk, majd ólommal kiöntjük. Az ólomot lehülés után tömörítjük. Előnye, hogy nincs csavar, amely rozsdásodhatna, továbbá a cső nagy sugarú ívben fektethető.

Nagyobb nyomásokra a csavarkötéses öntöttvas nyomócsőtök alkalmas (25.4. ábra), A tömítőanyag csupas gumigyűrű. Előnye: mozgékonyasága nagyobb, útgörbületek, talajsüllyedések felvételére alkalmasabb az ólomtömítéses tokos kötésnél.



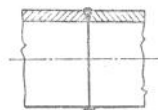
25.4. ábra. Csavarkötéses öntöttvas nyomócsőtök



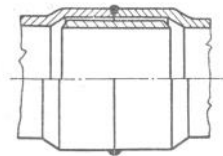
25.5. ábra. Merev tokos folytacél csőkötés

Varrat nélküli acélcsőveknél is alkalmazható az ólomtömítéses tokos csőkötés. Földbe fektetett vezetékek esetén használjuk. A tömítés ólom, a tok befelé bővül, vége vastagabb. Merev tokos kötés látható a 25.5. ábrán.

Földbe fektetett acélcsőveknél a csővégek összeerősítésére használjuk a hegesztést. A csöveket V-varrattal a helyszínen hegesztik össze (25.6. ábra), rendszerint villamos hegesztéssel. A tompa hegesztett kötés jobb kivitele a 25.7. ábrán látható.

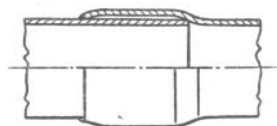


25.6. ábra. Csővégek tompahegesztése

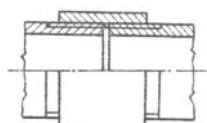


25.7. ábra. Csővégek tompahegesztése betétcsővel

Erősebb kötést ad a hegesztokba bedugott csővéges kötés (25.8. ábra). Akkor alkalmazzuk, amikor gyártási hosszúságú és kalibrált végű csöveket kötünk össze. Varrat nélküli és hegesztett csövekhez használható $NÁ = 40 \dots 1500$ mm között (főleg ha a tengelyirányú erők nem nagyok). A jó kötés feltétele, hogy a tok egész területén ráilleszkedjék a bedugott csővéghez.



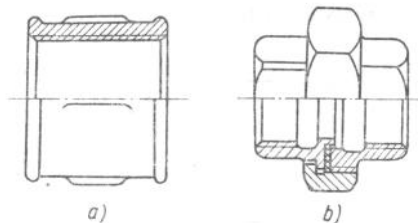
25.8. ábra. Hegesztőkös csőkötés



25.9. ábra. Karmantyús csőkötés

Oldható csőkötések. A karmantyús csőkötetést (25.9. ábra) kisebb átmérőknél (gáz- és gőzcsöveknél) használunk. A tömör zárásra a menetek közé miniumba áztatott kenderszálat csavarunk. A meneteket készíthetjük 1 : 16 kúpossággal, így a menetek jobban egymásba szorulnak.

Gázcsőkötésekre, továbbá elágazás, szűkítés megvalósítására alkalmazhatók a temperöntésű idomdarabok. Ezek vasötvözetből készülnek hőkezelve (temperálva) csavarmenettel ellátva különféle alakban. Az azonos méretű ki- és bemenő nyílású csőidomot egyenlő szárú csőidomnak, az egymástól eltérő ki- és bemenő nyílású idomot szűkítő idomnak nevezzük. A csőidom névleges átmérőjét angol hüvelykben szokás megadni. Balmenetes csőidomot a rövid jel elé *irt b* betűvel, jobb és balmenetet *j-b* betűvel jelöljük, a tisztán jobbmenetes idomot külön nem jelöljük. A csőidomok menetes kötését hengeres belső és külső menet párosítása adja. A menet kúpossága 1 : 16, 1 : 32. A temperöntésű csőidomok anyaga Töm, 40 (MSZ 2591). A 25.10. ábrán temperöntésű

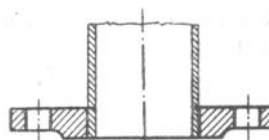


25.10. ábra. Temperöntésű csőidomok
a) karmantyús; b) hollandi anyás karmantyús

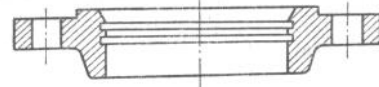
idomdarabok láthatók a) karmantyú, b) hollandi anyás karmantyú. A nagybetűk szabványjelölések.

Karimás csőkötések is oldhatók. Közöttük tömítés van. A karimás csőkötések alkalmazunk öv- és folytacélcsővek összeerősítésére. A karimákat anyáscsavarok erősítik egymáshoz. Míg az öv csöveknél a karimát a csővel együtt öntik, a folytacél csövek esetén a karimák felerősítéséről kell gondoskodnunk. Felerősítés módja szerint vannak menetes, ráforrasztott vagy ráhegesztett, csőtágítással felerősített, továbbá laza karimás kötések. Utóbbiak készülnek felperemezett csővéghez, és csővéghez hegesztett toldatos kötőgyűrűvel.

A karimák homlok felületein helyezük el a tömítő anyagot. Kisebb nyomás esetén alkalmazhatjuk a sima tömítő felületet, amelybe barázdát is készíthetünk a tömítő anyag jobb megfogása végett (25.11. ábra). Nagyobb nyomás esetén rejtett a tömítés, amely lehet kiugrás vagy beugrás (25.12. ábra). Szerelvény karimája csak beugrásos lehet, a kiugrás a főáramlás irányába kell szerelni. Szerelvény karimája csak hornyos lehet, a szádnak a főáramlás irányába kell esnie. Gyűrűs horony és beugrás (csak vízhez), a kiugrásnak a főáramlás irányába kell esnie.



25.11. ábra. Sima tömítő felületű karima

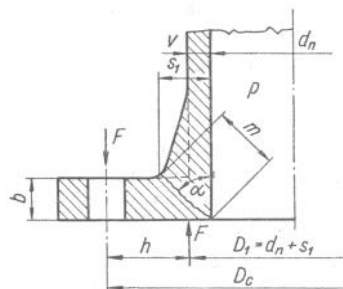


25.12. ábra. Rejtett tömítésű karima

A csavarok száma a névleges átmérőtől és a belső túlnyomástól függ. A csövet úgy kell szerelni, hogy a függőleges és vízszintes főtengelyekben ne legyen csavar (MSZ 2920). A csavarok számának 4-gyel oszthatónak kell lenni. Ha a függőleges síkban csavar lenne, az alátmasztott cső tömege, a szállított közeg tömege erősen igénybevenné. A csavarok közt a maximális távolság 130...140 mm-nél nagyobb ne legyen a tömítés tartás miatt, viszont 2,25 *d*-nél kisebb ne legyen a csavar kulcs elhelyezése miatt. Az összekötő csavar általában fejes csavar (nagyobb igénybevételre 450 °C-ig szegcsavart, 450 °C felett ötvözött

acélcsavart és anyát alkalmazunk). A csavarokat minél közelebb kell elhelyezni a belső átmérőkhöz, ezáltal a karimára ható hajlítónyomatékok csökkenthetjük.

Karimás csökötések méretezése. A karimás csökötés karimáját (25.13. ábra) a belső túlnyomás hajlításra veszi igénybe. A törési kereszt-



25.13. ábra. Csőkarima számítása

metszet a sarokból kiinduló és a csőtengellyel α szöget bezáró csonka-kúp felület. A csavarok által a karimát terhelő erőt a lyukkörön egyenletesen eloszónak vesszük. Ez az erő arányos a túlnyomással. A belső túlnyomás D_1 átmérőjű kör területére hat, ezáltal a tömítés összeszorításához szükséges erő is figyelembe vesszük: $D_1 = d_n + s_1$. Hogy a meghúzás-hoz szükséges előfeszítést is figyelembe vegyünk, a csavarokra ható erőt egy C tényezővel megszorozzuk. A karimára ható nyomaték:

$$M_{hj} = C \frac{\pi D_1^2}{4} p h.$$

Ugyanakkor $M_{hj} = K \sigma_{hj}$. Az igénybevett keresztmetszet négyzög (magassága m , hossza πD_1), így

$$K = \frac{\pi D_1}{6} m^2,$$

tehát

$$p h C \frac{\pi D_1^2}{4} = \frac{\pi D_1}{6} m^2 \sigma_{hj}.$$

Az $m = b / \cos \alpha$ értéket helyettesítve b kifejezhető

$$b_{\min} \cong \sqrt{C \frac{3 h p D_1 \cos^2 \alpha}{2 \sigma_{hj \text{ meg}}}}.$$

A csavar előfeszítési tényező $C \approx 1,15$, $\alpha = 37^\circ$, ezzel

$$C \frac{3 \cos^2 \alpha}{2} \approx 1,12.$$

D_1 közepes átmérő kifejezhető a névleges átmérővel $D_1 = \varphi D_n$, ezzel

$$b_{\min} \cong \sqrt{1,12 \frac{\varphi d_n h p}{\sigma_{hj \text{ meg}}}}.$$

Ezzel az acélöntvény és kovácsolt acélkarima mérete is számítható φ értékei (p kp/cm²):

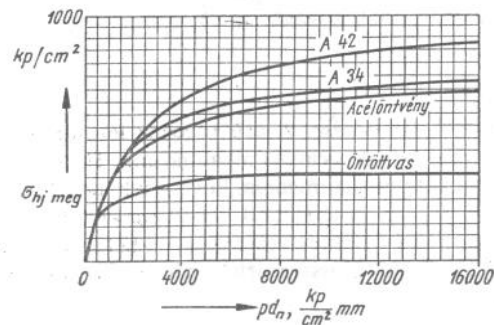
$$\text{Öv-re} \quad 1 + \frac{p}{150};$$

$$\text{Aő-re} \quad 1 + \frac{p}{500};$$

$$\text{Kovácsolt acélra} \quad 1 + \frac{p}{700}.$$

$\sigma_{hj \text{ meg}}$ a pNA szorzattól függ. Nagyobb pNA szorzathoz nagyobb hajlítószilárdságot engedhetünk meg (25.14. ábra). $\sigma_{hj \text{ meg}}$ legnagyobb értékei Öv-ra 375 kp/cm², acélöntvényre 750 kp/cm², A 34-re 800 kp/cm² és A 42-re 1000 kp/cm².

Ez a számítás közelítő, mert a karimát befogott tartónak vettük. A valóságban a hajlítónyomaték átadódik a csatlakozó csőkeresztmetszetre is.



25.14. ábra. Csőkarimák hajlítószilárdsága

Karimát összekötő csavarok méretezése. A számítás közelítő feltevélei:

1. A folyadék túlnyomása a

$$D_1 = \frac{2d_n + D_2}{3}$$

átmérőjű kör területére hat, és a csavarokban keletkező húzóerő e területre ható nyomás által ébresztett erővel tart egyensúlyt.

2. A csavarelőfeszítés többletigénybevétele miatt az elméleti d_0 magátmérő helyett a csavarméretezés alapjául $d_1 = d_0 + c$ valóságos magátmérő szolgál.

A csavarokat terhelő erő tehát:

$$F = \frac{\pi}{4} \left(\frac{2d_n + D_2}{3} \right)^2 p,$$

amellyel az n számú d_0 magátmérőjű $\sigma_{cs\ meg}$ feszültségű csavar tart egyensúlyt

$$n \frac{\pi d_0^2}{4} \sigma_{cs\ meg} \cong \frac{\pi}{4} \left(\frac{2d_n + D_2}{3} \right)^2 p;$$

vagyis egyetlen csavar magátmérője:

$$d_0 \cong \frac{2d_n + D_2}{3} \sqrt{\frac{p}{n \sigma_{cs\ meg}}}$$

Ehhez c járulékot kell hozzáadni. $c = 5$ mm lehet, ha vele együtt $d_1 \cong 18,5$ mm, ha $d_1 > 18,5$ mm,

akkor $c = 6,5 \left(1 - \frac{d_1}{80} \right)$; d_1 mm-ben.

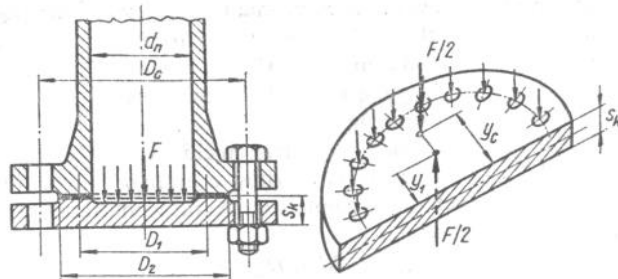
Öv. csőkarimák csavarjainak anyaga:

A38 $\sigma_{cs\ meg} = 8$ kp/mm²,

C35 $\sigma_{cs\ meg} = 11,2$ kp/mm².

Síkfedél (vakkarima) méretezése. A cső végének lezárásakor (pl. próbanyomáshoz) sík fedelet (vakkarimát) alkalmazunk. Feltételezzük, hogy a törés valamelyik átmérősík mentén következik be. A lemezt e törési vonal mentén befogottnak tételezzük fel. A csavareőket lyukkörön egyenletesen megoszlóterhelésnek vesszük fel. A belső túlnyomásból adódó, a tömítő felületre ható összeszorító erőt (25.15. ábra) a

$$D_1 = \frac{2d_n + D_2}{3}$$



25.15. ábra. Vakkarima vastagsága

átmérőből számítható felületen egyenletesen eloszlónak vesszük. A D_c lyukkörön egyenletesen eloszlóerőt a D_c átmérőnek megfelelő félkörív súlypontjába összpontosítjuk; a súlypont távolsága a D_c lyukkörnél

$$y_c = \frac{D_c}{\pi}.$$

A D_1 átmérőjű félkörívre ható egyenletesen megoszlóerőt a félkörterület súlypontjába összpontosítjuk. A D_1 átmérőjű félkörterület súlypont távolsága

$$y_1 = \frac{2}{3} \frac{D_1}{\pi}.$$

A 25.16. ábra alapján a félvakkarimát, mint befogott tartót felvéve felírható a $M_{hj} = K \sigma_{hj}$ -ből a következő:

$$\frac{1}{2} \left(\frac{D_c}{\pi} - \frac{2}{3} \frac{D_1}{\pi} \right) \frac{\pi D_1^2}{4} p = \frac{D_c s_k^2}{6} \sigma_{hj}.$$

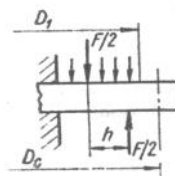
Átalakítva

$$\frac{D_1^2}{4} p D_c \left(1 - \frac{2}{3} \frac{D_1}{D_c} \right) = \frac{D_c s_k^2}{3} \sigma_{hj}.$$

Egyszerűsítés után a s_k karimavastagság a következő

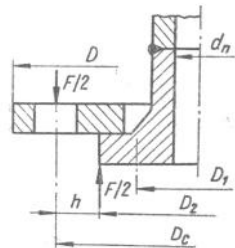
$$s_k = \frac{D_1}{2} \sqrt{\frac{3p}{\sigma_{hj\ meg}} \left(1 - \frac{2}{3} \frac{D_1}{D_c} \right)}.$$

Hasonlóan méretezzük a dugattyús gőzgép hengereit lezáró hengerefedeleket is.



25.16. ábra. Fél vakkarima (befogott tartóként)

Laza karima méretezése. A laza karima (25.17. ábra) b vastagságának meghatározásához feltételezzük, hogy a karima egy csavarlyuk-páron átmenő átmérősík mentén törik el.



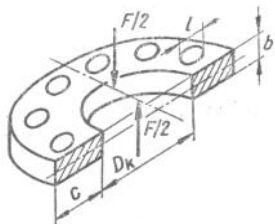
Az igénybe vett keresztmetszet $(D - D_K - 2l)$ b négyzög keresztmetszet. A csavarerőt a D_c lyukkörön egyenletesen eloszlnak tételezzük fel. A szerelés előfeszítést c arányossági tényezővel vehetjük számításba. A túlnyomásból származó erőt

$$D_1 = \frac{2d_n + D_2}{3}$$

25.17. ábra. Laza karima kötőgyűrűvel átmérőjű kör területére hatónak képzeljük. A laza karimára a kötőgyűrűről átadódó erőt a D_1 átmérő peremén hatónak vehetjük fel, mivel a karima meghajlik, és csak a kötőgyűrű szélén fekszik fel. A D_1 átmérőjű kör területére ható erőt tehát:

$$F = c \frac{\pi}{4} \left(\frac{2d_n + D_2}{3} \right)^2 p = c \frac{\pi D_1^2}{4} p.$$

A fél karimára ható $F/2$ erő (25.18. ábra), a lyukkörön és a D_2 átmérőjű kötőgyűrű peremén is egyenletesen eloszlnak vehető fel és a D_c , ill. D_2 félkörív súlypontjába koncentrálnak. Az erő-pár nyomatéka tehát:



$$M = \frac{D_c - D_2}{\pi} \frac{F}{2} = \frac{1}{2} \frac{\pi D_1^2}{4} p \frac{2h}{\pi}.$$

25.18. ábra. Fél laza karima erőbrája

Kísérleti eredmények alapján a két súlypont távolságát csökkenteni lehet, mert a karima alakváltozása következtében a csavarok felfekvése a lyukkörnél beljebb fekvő körön történik.

Bevezetve φ tényezőt a hajlítás karja

$$\varphi \frac{2h}{\pi},$$

ezzel

$$\frac{1}{2} c \frac{\pi D_1^2}{4} p \varphi \frac{2h}{\pi} = \frac{(D - D_k - 2l) b^2}{6} \sigma_{hj},$$

amelyből a b karimavastagság

$$b_{\min} \cong D_1 \sqrt{c \varphi \frac{3}{2} \frac{ph}{(D - D_k - 2l) \sigma_{hj \text{ meg}}}}.$$

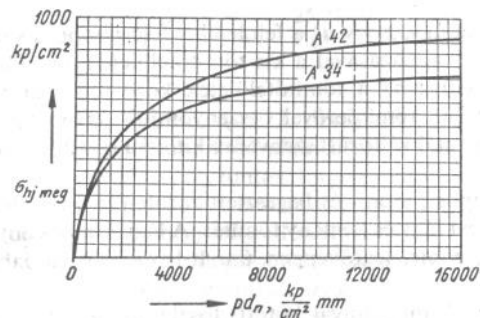
A tapasztalat szerint a csavar meghúzása után c értéke 1,15, és $\varphi = 0,87$. Ezekkel

$$C \varphi \frac{3}{2} = c \varphi = \frac{3}{2} 1,15 \cdot 0,87 \approx 1,5,$$

így

$$b_{\min} \cong D_1 \sqrt{1,5 \frac{ph}{(D - D_k - 2l) \sigma_{hj \text{ meg}}}}.$$

A $\sigma_{hj \text{ meg}}$ értéke a pd_n szorzat függvényében vehető fel a 25.19. ábra alapján.



25.19. ábra. Csőkarimák hajlítószilárdsága

A karima anyagai:

- kb. 16 atm. névleges nyomásig: A34
- kb. 40...64 atm. névleges nyomásig: A42
- kb. 100 atm. névleges nyomásig: A50

Az A50 jelű acélhoz, továbbá más acélfajtához a diagram jellege szerint vehető fel a $\sigma_{hj \text{ meg}}$.

A felsorolt acélok csak 400 °C hőmérsékletig alkalmasak. Ezen felül króm-molibdén ötvözött acélokat használunk.

60...100 atm körüli nyomású gőzvezetésekre, ahol a hőmérséklet 400 °C felül van, a laza karimás csőkötés felel meg jobban, mert a karima

és cső egymástól független. A laza karima sugárirányban nem akadályozza meg a cső és kötőgyűrű kiterjedését, nagyobb rugalmassága miatt a hőokozta hosszváltozás egy részét felveszi, így védi a csavarokat a túligénybevételtől, szerelése könnyebb.

Tömítések. A tömítések a karimás kötések elválasztó felületeinek záró elemei. Feladatuk, hogy elzárják egymástól a különböző nyomású tereket, megakadályozzák a kiáramlást a nagynyomású térből. A tömítés követelményei:

a) Tömörség, az átáramló közeg veszteségének megakadályozására. Különösen fontos mérgező hatású, vagy tűzveszélyes átáramló közeg esetében.

b) Üzembiztonság. A tömítés anyagának kiválasztásakor a szilárdsági tulajdonságok az üzembiztonsággal állnak kapcsolatban.

c) Élettartam. Tartósság az átáramló közeg hatásával, kopásellenállóság, ellenállás a vegyi hatással szemben.

A tömítés történhet úgy, hogy a) a felületeket felcsiszoljuk, s megfelelő nagy tömítőerő alkalmazásával a kis tömítőfelületen maradandó alakváltozást hozunk létre; b) a tömítőfelületek közé tömítőanyagot helyezünk el, és megfelelő tömítőerővel összenyomjuk, így a tömítőanyag képlékeny felülete alakváltozást szenvedve kitölti a tömítőfelületek egyenlőtlenégeit.

A tömítés lehet lapos-, idom- és hegesztett zárófelületű tömítés.

A lapos tömítés lehet lágy és kemény tömítés. A lágy tömítés anyaga azbeszt, gumi, parafa, papír, legfőképpen ún. It-lemez, és különböző póttanyagok.

Az *It-lemez* gumival, mógumival kötött, foszlatott azbeszt-rosttal készül. A jó minőségű lemez azbeszttartalma 60...90%, a gumi tartalom 8...12%. Az azbeszt szálak elhelyezése egyirányú, vagy keresztirányú. Készülhet fémbetéttel is. Hátránya, hogy a fémbetétnak más a hőtágulási együtthatója. A gumiból készült lapos tömítések felületi nyomás szempontjából kedvező értéket adnak. Általában vászon, vagy drótszövetbetéttel készítik. — Nylon és egyéb műanyagok is használatosak, többnyire mint burkolóanyagok. Ideiglenes tömítésekhez papírt is használhatunk tömítőanyagként.

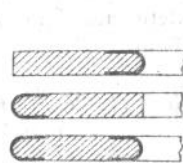
A kemény tömítések többnyire fémtömítések. Korrózió és hőállóságuk megfelelően ólomból, alumíniumból, rézből, nikkelből, lágyvasból készülnek. Lapos keménytömítéseket csak nagyobb hőmérsékletre érdemes alkalmazni. Kis nyomásokra nem gazdaságosak. Alakíthatóságuk nagy erőt igényel, ezért inkább idomtömítésként használjuk.

Fém-lágyanyag tömítés. A tömítés rendszerint lágyanyag, a fémrésszel a tömítőanyag szilárdságát növeljük. Többféle van:

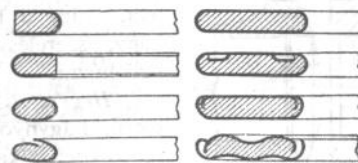
a) Hullámlemezes tömítőgyűrű nikkelből vagy nem rozsdásodó acélból készül, kétoldalt zsinór alakú lágy tömítőanyaggal béleljük. Készülhet fémszegély nélkül vagy belső fémszegéllyel.

b) Lágy tömítőgyűrű fémszegéllyel (25.20. ábra) készülhet belső, külső vagy belső és külső fémszegéllyel.

c) Fémburkolatú lágy tömítőgyűrű (25.21. ábra). A lágy tömítőanyagot a fémburkolat teljesen bezárja. Itt a fémburkolat tömít. A tömítés tartós, és érzéketlen az átáramló közeg hatásaival szemben.



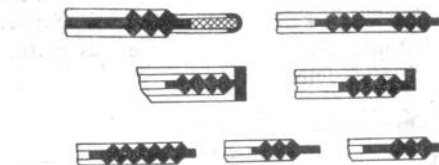
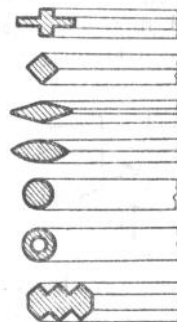
25.20. ábra. Lágy tömítőgyűrűk fémszegéllyel



25.21. ábra. Fémlémezburkolatú lágy tömítőgyűrűk

Az *idomtömítések* (25.22. ábra) már csekély tömítési nyomáson rugalmas, vagy maradandó alakváltozást szenvednek. Hogy a tömítést újból felhasználhassuk, fontos, hogy a maradandó alakváltozás viszonylag kicsi legyen. Az alkalmazott alapkeresztmetszetek: kör, lencse, élére állított négyzet, négyzetből származtatott idomok (pl. fésűstömítés) vagy gömbfelület. Az idomtömítések is lehetnek lágy és kemény anyagból.

A lágy (általában gumi) *idom tömítések* a karima hornyaiba helyezük. Néha a lágytömítést fémből készült tartógyűrűvel párosítva használjuk.



25.23. ábra. Fésűstömítések

25.22. ábra. Idomtömítések

A fésűs tömítés (25.23. ábra) anyaga lágy acél, ritkán keményacél (remanit). Több egyforma profil van a tömítésen, a tömítőerő a fogak számától függ. Lágyanyag esetén a tömítés, keményanyag esetén a karima felülete deformálódik. A fésűk száma minimum 5. Alkalmazása tiszta és pontosan párhuzamos felületet kíván.

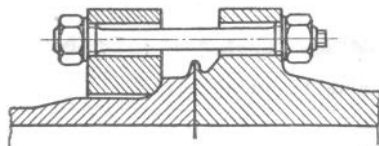
A lencse tömítés (25.24. ábra) felülete gömb, a karimán a felfekvő felület kúpos. Gyakran belül felhasítják, így a két rész közé behatoló belső közeg rugalmassá teszi a tömítést. Előnye, hogy könnyen kiegyensúlyozhatjuk vele a csővégek egyenlőttségét. Hátránya, hogy a hőmérsékletingadozásra érzékeny, szereléskor a tömítő felületet szét kell húzni.

Hegesztett zárófelületű tömítések. Korszerű, nagynyomású és nagy hőmérsékletű vezetékben alkalmazott tömítésfajta. Előnye: a csavarokat nem szükséges előfeszíteni, ezáltal igénybevétele csökken, a tömítőfelületet nem kell simára megmunkálni mint a fésűs tömítésnél. Fajtái: ajak- vagy membrán-

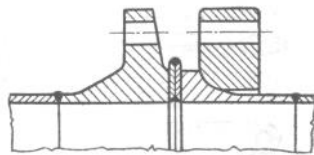
hegesztés, hegesztéses tömítőgyűrűk, vagy gyűrűpárok.

Az ajakhegesztés (25.25. ábra) esetén a karima zárófelületein különlegesen kimunkált (ajakszerű) végződéseket a csavarok összehúzása után összehesztjük. Hátránya: többszöri szétszerelés után az ajak tönkremegy, pótlása nehézkes.

Membránhegesztés (25.26. ábra) esetén összeszerelés előtt a két felületre egy-egy membránlemez hegesztünk, majd összehúzás után a két lemezt összehesztjük. Hátránya: nehézkes a membrángyűrűk előzetes felhegesztése. A gyűrűnek vetemedni nem szabad, a hegesztésnek mégis tömörnek kell lennie, hőkezelnem szabad, mert a lemezek elhúzódhatnak, ezért tanácsos hegesztés előtt, mind a karima, mind a lemez előzetes felhevítése.



25.25. ábra. Ajakhegesztés tömítés



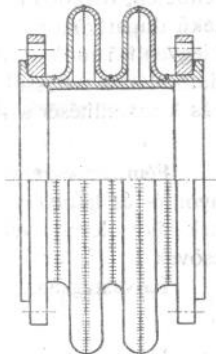
25.26. ábra. Membrán hegesztéses tömítés

A hegesztés próbájához különleges készülék kell. A felületeket ferdén kell megmunkálni, így régi le nem munkált karimához nem alkalmazható.

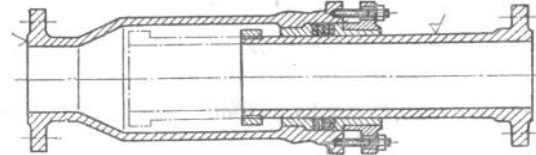
Hegesztéses tömítőgyűrűk, gyűrűpárok előnye, hogy meglévő karimákhoz is felhasználhatók. Valamennyi hegesztés kívülről végezhető, a javítást könnyű elvégezni. Az elhasználandó gyűrűket lehet pótolni. Jól bevált az ajakréssel tömítőgyűrű pár.

Mozgó, tömítések, kiegyenlítő. Kisebb nyomásoknál (2...3 kp/cm²-ig) egyszerű vagy többszörös lencsekompenzátort építenek be (25.27. ábra). A lencsekompenzátort megfelelően domborított lemezekből, hegesztéssel állítják elő. A hirtelen keresztmetszetváltozások következtében a kompenzátorban nagymértékű áramlási veszteségek keletkezhetnek. Ezek elkerülhetők, ha a kompenzátorba az ábrán látható belső átvezető csövet hegesztik.

Hosszú egyenes vezetékek nagyobb méretű hosszváltozásainak felvételére használható a tömítőszelencés (dugattyús) kompenzátor (25.28. ábra). Kialakításában a tokos csőkötéshez hasonlít, azonban a kiöblösödő csővég hosszabb, a benyúló csővég gondosan simára munkált, a tömítés összeszorítása a tömítőszelence szorítócsavarjaival szabályozható. A csavarokkal megfeszített tömítőszelencében elhelyezett tömítés a benyúló cső külső palástjának szorulva a közeg kifújását megakadályozza. Dugattyúskompenzátor tömítőanyagául zsírozott, fagyúzott kenderzsineg használható. Túlhevített gőz és egyéb meleg közegek szállítása esetén grafitozott azbesztszineget kell alkalmazni. A benyúló hengeres csővég (dugattyú) véletlen kihúzását belső végére csavart határoló karikával lehet megakadályozni. A határoló karika külső átmérőjét a szerkezet összeszerelhetősége határozza meg. Szereléskor a dugattyúra az egyes alkatrészeket felfűzik és együtt helyezik az ellendarabba.



25.27. ábra. Lencsekompenzátor



25.28. ábra. Tömítőszelencés kompenzátor

A dugattyúkompenzátor tömítőszelencéjének mindkét — a dugattyúval érintkező — alkatrésze bronzból készül, hogy az összerozsdásodást elkerüljék.

A tömítőszelence beszorításának mértékét a belső túlnyomás határozza meg. (Nagyobb belső túlnyomás esetén a tömítőszelencét jobban kell meghúzni.) A tömítőszelence előnyös tulajdonsága, hogy a tömítés kopása és a közeg kifújása esetén utánfeszítéssel a hiba megszüntethető. Ha az utánfeszítés ellenére a közeg kifúj, a tömítés a hő és a nyomás hatására megkeményedett, ki kell cserélni. A tömítőszelence túlzott meghúzása indokolatlanul nagy súrlódóerőket ébreszthet a mozgó dugattyú felületén, továbbá erősen csökkenti a tömítés élettartamát, és nagymértékű dugattyúkopást okoz. A túlzott befeszítés gátolja a kompenzátor kiegyenlítő működését. Csőkompenzátor közelében a csöveket elmozduló alátámasztással, ill. felfüggesztéssel kell ellátni, hogy a hosszváltozás kiegyenlítését a kompenzátor maradéktalanul el tudja végezni.

Fém, azbeszt, műanyag és egyéb csövek. Ólomcsövek. Vízvezeték nyomó- és lefolyócsöveiként, másrészt ipari célra alkalmazzuk. Lehetnek lágy ólomcsövek (ezek könnyen hajlíthatók), vagy kemény ólomcsövek 1...3% antimón tartalommal (nagyobb szilárdsággal).

Falvastagsága

$$s \cong \frac{pd}{2\sigma_{\text{meg}}} + c,$$

ahol $\sigma_{\text{meg}} \approx 25 \text{ kp/cm}^2$ általában, 50 kp/cm^2 kemény ólomra,
 $c = 0...0,3 \text{ cm}$.

Az ólomcső kötése lehet nem oldható: az egyik cső végét feltágítják, abba dugják a másik csövet, és ónnal beforrasztják. Lehet oldható: az ólomcső végébe kupakkal ellátott vagy kiperemeztet csövet forrasztunk, azt hollandi anyával csatlakoztatjuk a másik alkatrészhöz.

Rézcsövek. Varrattal, vagy varrat nélkül készül, hajlíthatóságáért használjuk. Falvastagsága:

$$s \cong \frac{dp}{2\sigma_{\text{meg}}} + c,$$

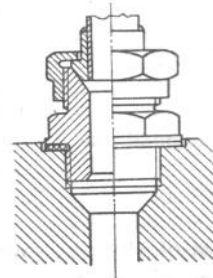
ha $d \cong 100 \text{ mm}$, akkor $c = 0,15 \text{ cm}$, ha viszont

$$d \cong 125 \text{ mm}$$

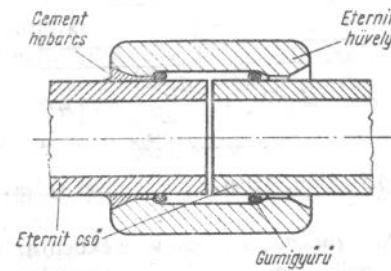
$$c = 0. \sigma_{\text{meg}} \approx 200 \text{ kp/cm}^2.$$

Hátránya, hogy szilárdsága a hőmérséklettel csökken. Csak 8 at-ig és 200°C -ig használható, 125 mm-nél nagyobb átmérőjű csövet acélszalaggal, vagy dróttal kell körülvenni.

A rézcsövek kötése kisebb átmérő esetén történhet közbetét-darabbal és hollandi anyával (25.29. ábra). Nagyobb csőátmérő esetén kemény forrasszal bronz karimát erősítünk a cső végére, vagy a csőre laza karimát húzunk fel, s utólag kiperemezzük.



25.29. ábra. Csőkötés hollandi anyával



25.30. ábra. Azbesztcementcsövek Simplex-kötése

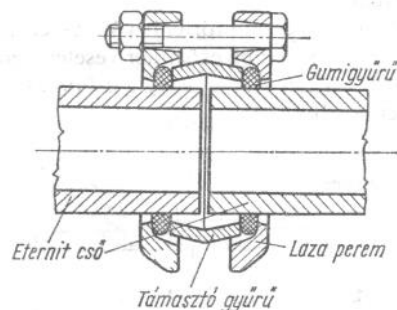
Azbesztcement (eternit) csövek. Az azbesztcement lassan kötő portlandcement és hosszúszerű azbesztrost keveréke. A cementhez adagolt szilárd azbeszt ellenállóképességet ad a húzóigénybevétel szemben, így belső túlnyomásnak kitett csővezeték számára is alkalmas. Az azbesztcement nyomócső használható víz- gáz- szennyvízközeghez, csatornákhoz, levegő vezetéként, valamint kútbélésnek 10 at üzennyomásig (a próbanyomás 16 at). A cső térfogattömege legkevesebb 1700 kp/m^3 , legkisebb húzószilárdsága 150 kp/cm^2 .

Az azbeszt lefolyócső nyomás nélküli szenny-, és esővízcsatorna részére, további égéstermékek elvezetésére, távbeszélőkábel, burkoló, szellőzővezetékhez alkalmas. Égéstermékek elvezetésére, szellőzőcsőként a négyzet keresztmetszetű azbesztcement lefolyócsövet használják.

Az azbesztcementcsövek előnye: kis fajsúlyúak, nem rozsdásodnak, könnyen megmunkálhatók.

Az azbesztcement csővégek kötése lehet: 1. Simplex-kötés; 2. Gibault-kötés. A Simplex-kötés (25.30. ábra) esetén a csövekre vastagabb azbeszt-karmantyút húznak, a karmantyú egyik végén levő nagyobb nyíláson gumigyűrűt helyeznek, s azzal tömítenek, majd a nagyobb nyílásba beömlő cementhabarccsal rögzítik a karimát. A Gibault-kötésnél (25.31. ábra) két öv. lazakarimát használnak, a cső végére öv.

gyűrűt húznak. A csavarok meghúzásával a karima és a gyűrű közé szorítják a tömítő gumigyűrűt.



25.31. ábra. Azbesztcementcsövek Gibault-kötése

Az azbesztcement csövezetekben az elágazások, könyökcsovek a nyomásnélküli lefolyócsövek esetén azbesztcementből készíthetők, nyomócsövekben viszont Öv. 14 és Öv. 18 anyagból készült idomdarabokat használnak. Az öv. idomdarabok, valamint a zárószervezetek kötésére az ún. EFK kötést alkalmazzák.

Polivinilklorid (PVC) csövek. A PVC melegen lágyuló műanyag, amely 60 °C körül erősen veszít szilárdságából és 80 °C-nál nagyobb hőmérsékleten nem vehető igénybe. Előnyei: kiváló vegyi ellenállóképesség, csekély kopás, jó mechanikai tulajdonságok, könnyű megmunkálhatóság, jó hegeszthetőség és ragaszthatóság. Fajsúlya kb. 1,45 kp/dm³; szakítószilárdsága $\sigma_B = 560$ kp/cm²; nyomószilárdsága $\sigma_{ny} = 700$ kp/cm²; nyúlása 16...25%. Vegyileg jól ellenáll a legtöbb savnak, lúgnak kb. 40 °C-ig. Egyik legértékesebb tulajdonsága, hogy melegen (130 °C-on) könnyen alakítható, felmelegítésére legjobb a meleg légáram. Hajlítása egyéb csövekéhez hasonló. Hegeszthető (felmelegítve összenyomással, vagy hegesztőpálcával). Legtöbbször faipari szerszámmal munkálható meg.

A PVC-csöveket nyomócsőként, ill. lefolyócsőként alkalmazzuk. A csövek szabványos méretben három nyomásfokozatban (0,5; 2,5 és 6,0 att) készülnek. Ezek a nyomások 40 °C-ra vonatkoznak, kisebb hőmérsékleten kisebb igénybevétellel lehet számolni. -5 °C-nál kisebb hőmérsékleten már törekeny, ezért -20 °C alatt PVC nem használható.

A PVC-csövek kötései: nem oldható és oldható. A nem oldható kötés ragasztás vagy hegesztés. Oldható kötés lehet menetes vagy karimás PVC-nyomócsőnél használatos csőkötés. Menetes kötés menetét nem

szabad közvetlen a csőre vágni. Nagyobb nyomás esetén célszerű a karimás kötés. PVC-csövek fektetése esetén különösen nagy gonddal kell ügyelni a hőmérséklet okozta csómozgások kiegyenlítésére, a PVC-csövek terjeszkedése hatszor-hétszer nagyobb ugyanis mint a vascsöveké.

25.3. Tartályok

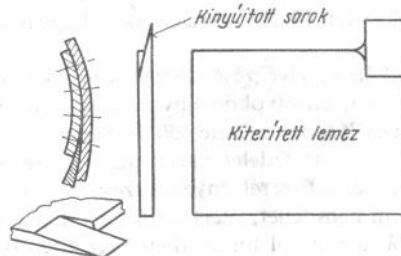
A csövezetekben szállított közegeket a vezeték valamelyik pontján össze kell gyűjteni és bizonyos ideig tárolni kell. Erre a célra különféle tartályokat használunk. Amennyiben a közeg gyűjtésén és tárolásán kívül egyéb feladatot is el kell látni, pl. egyszerű melegítést vagy a melegítéssel a közeg halmazállapotát is változtatjuk, akkor az edény melegítő vagy kazán.

A tartályok kialakításánál és számításánál a legfontosabb szempont a közeg belső túlnyomása és hőfoka.

A nagynyomású tartályokat általában henger alakúra készítik. A henger palástját megfelelően kialakított lemezekből állítják elő, amelyek széleit szegeccseléssel vagy hegesztéssel kötik össze. Szegeccseléssel készített tartályoknál a szegeccskötés hevederes vagy átlapolt lehet. A 25.32. ábra átlapolt szegeccseléssel készített hengeres tartályt mutat. Az ábrán látható, hogy a lemezek osztását az egyes csikoknál eltoltan helyezik el. Az átlapolt lemezek szélénél a tömör zárást a lemez leélezésével kell biztosítani (25.33. ábra). Hevederes kötésnél a heveder mindkét végét leélezzik.

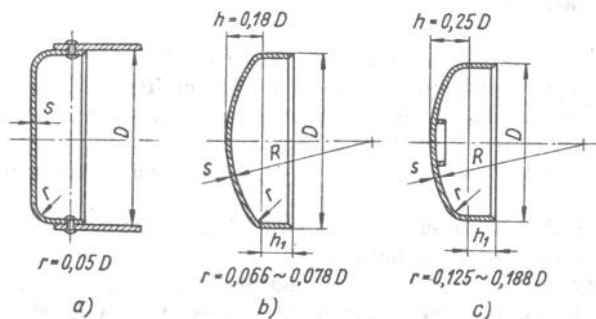


25.32. ábra. Átlapolt szegeccseléssel készített tartály



25.33. ábra. Leélezés hevederes kötésekénél

A hengeres alakú tartályok, kazánok végeinek lezárására a kazánfenékek használatosak. Háromféle kivitelben készülnek. A 25.34. ábra a) része sík, a b) része sekély domborítású és a c) része mélydomborítású kazánfenéket mutat. Belső túlnyomással szemben legkisebb ellenállóképességgel a sík, legnagyobbal a mélydomborítású kazánfenék rendelkezik. A kazánfenékek jellemző méretei a D külső

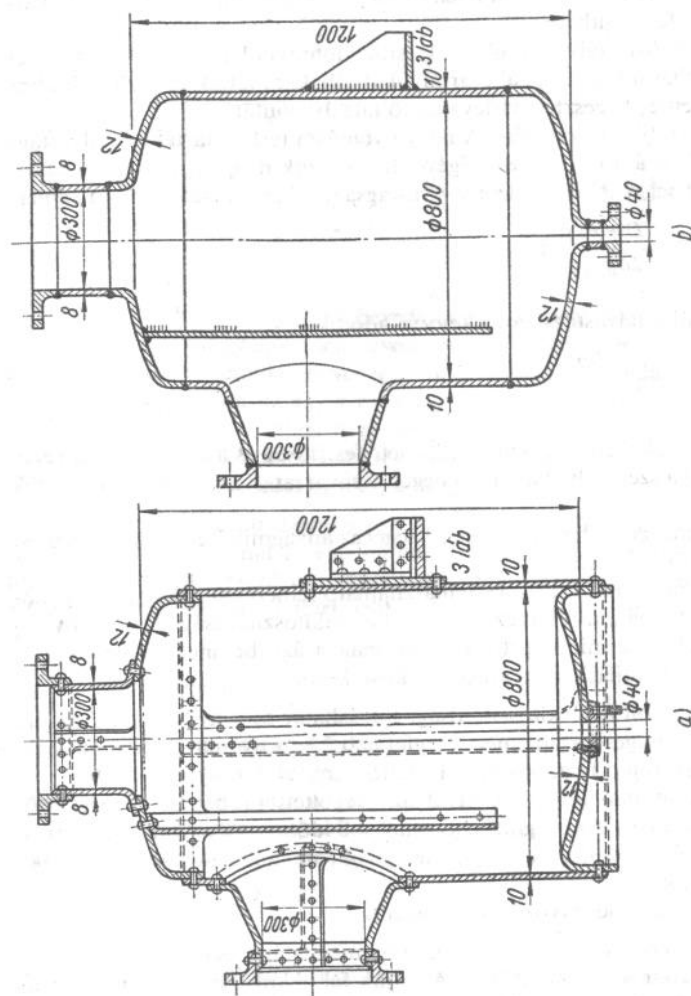


25.34. ábra. Kazánfenék-kialakítások
a) sík; b) sekély-, c) mély domborítású

átmérő, amelyen a kazánfenék a hengeres alakú kazán vagy tartály belső átmérőjébe illeszkedik, fontos továbbá az r lekerekítési sugár és a h_1 peremmagasság, amely az egy-, vagy kétsoros szegecseles miatt különböző hosszúságú lehet. Jellemző továbbá a kazánfenék s lemezvastagsága, és domborított kazánfenékeknél a domborítás R görbületi sugara. A domborított kazánfenék gömbsüveg alakú.

A sík kazánfenék előnye, hogy a kazánt lezáró két kazánfenék között egyenlő hosszúságú forrcsövek alkalmazhatók. A domborított kazánfenékek domborításának görbületi sugara sekélydomborítású kazánfenékekénél $R_{\min} = 0,95D$ és mélydomborítású kazánfenékekénél $R_{\min} = 0,75D$. A kazánfenékek belső széleit 10...15°-osra élezik le, hogy belülről is tömöríthetők legyenek.

A szegecseles belső munkáinak elvégzésére (tömörítés, korróziógátlás, tisztítás stb.) a kazánokon, tartályokon bűvönnyílást készítenek, amelynek alakja ovális, szabad nyílásának mérete 300×400 mm. A bűvönnyílás lezárására csavarokkal lefogott fedelet alkalmaznak. Szegecselt tartályokra a csőcsatlakozásokat és csőszerveket szegecselesselel erősítik fel. Öv karimát tömöríteni nem lehet, ezért 5...6 mm vastag acéllemezt helyeznek a karima alá, amely jól tömöríthető. Az acélkarimát súllyesztettfejú szegeccsel is felerősíthetik.



25.35. ábra. Vízleválasztó tartályok
a) szegecselt kivitel; b) Hegesztett kivitel

Hegesztett tartályok csőcsatlakozásait ugyancsak hegesztéssel kötik be. Kisebb nyomásoknál a tartály falához csövet, majd ennek külső végére karimát hegesztenek. Nagyobb nyomásnál a csövet kívül-belül hegesztik. A csővég a tartálylemez megfelelő alakítása esetén tompavarattal is felerősíthető.

Fekvő tartályokat U. I. T. stb. idomokból kiképzett bölcsokkal támaszthatunk alá. Az állótartályokat lábakkal látják el. A 25.35. ábra szegecselt és hegesztett vízleválasztó tartályt mutat.

Tartályok méretezése. A nagy nyomásra terhelt tartályok falvastagságát a kazánformula segítségével határozzuk meg. Biztonságból azonban a D belső átmérőt a lemez v vastagságával megnöveljük, így a képlet:

$$v = \frac{(D+v)p}{2\sigma_{\text{meg}}\sigma};$$

amelyből a falvastagságot kifejezve adódik:

$$v = \frac{Dp}{2\sigma_{\text{meg}}\varphi - p}.$$

A képletben σ_{meg} a megengedhető feszültség és a gyengítési tényező, amellyel a szegecslyukak, ill. a hegesztési varrat gyengítő hatását vesszük figyelembe.

A megengedhető σ_{meg} feszültséget az anyagminőség és az elkészítési mód befolyásolja.

A kazánok gyártására felhasználható lemezanyagokat a 25.6. táblázat tartalmazza. A lemez minőségét a szakítószilárdság legalacsonyabb értékének és a minőséget szavatoló magyarázó betűnek feltüntetésével jelölik. A betűjelek magyarázata a következő.

F Szavatolt a szakítószilárdság, folyáshatár és a nyúlás; ezek az ún. közönséges kazánlemezek legfeljebb 25 att nyomásig használhatók.

Ü Szavatolt a fentiekén kívül az ütőmunka.

Ö Szavatolt a fentiekén kívül az öregbített próbapálcán mért ütőmunka is. (Az öregbítés huzamosabb időn át magas hőfokon tartással érhető el, az anyag keményedik, σ_B nő, nyúlás és ütőmunka csökken).

Mo Molibdénrel ötvözött acélt jelent.

A megengedhető σ_{meg} feszültség meghatározására a táblázat σ_{cs} csoportszilárdság adatait használhatjuk fel akkor, ha az üzemi nyomás legnagyobb értéke $p \leq 25$ att. A megengedhető feszültség $\sigma_{\text{meg}} = \sigma_{\text{cs}}/z$. A z biztonsági tényező értéke a gyártástól függően a következő:

25.6. táblázat

Kazánlemezek

Jel	Lemez jelölés	Szakítószilárdság, σ_B , kp/mm ²	Csoportszilárdság, σ_{cs} , kp/mm ²	Folyáshatár min. 20 °C-on σ_F , kp/mm ²	Meleg folyáshatár, σ_{Fm} , kp/mm ²		Tartós folyáshatár, σ_T , kp/mm ²
					200 °C	300 °C	
I.	35 F, 35 Ü, 35 Ö	35–44	36	19	16	12	7
II.	41 F, 41 Ü, 41 Ö	41–50	41	22	18	14	9
III.	47 F, 47 Ü, 47 Ö	47–56	47	25	22	18	12
	44 ÖMo	44–53	44	26	–	20	16
	47 ÖMo	47–56	47	29	–	23	19

$z = 4,75$ átlapolt vagy egyoldali hevederes kézi szegecselés,

$z = 4,5$ átlapolt vagy egyoldali hevederes gépi szegecselés,

$z = 4,25$ egysoros kétoldali hevederes vagy kétsoros kétoldali hevederes kötés, ha az egyik csak egysorosan van szegecselve, kézi szegecselés, továbbá hegesztett kivétel,

$z = 4$ többsoros kétoldali hevederes kötés, továbbá az előző csoport gépi szegecseléssel és tompa hegesztésekhez.

25 att-nál nagyobb üzemi nyomások esetén a megengedhető σ_{meg} feszültséget a 400 °C-nál kisebb hőmérsékletek esetében a σ_{Fm} melegfolyási határfeszültségből és 400 °C-nál nagyobb üzemi hőmérséklet esetén a σ_T tartósfolyási határfeszültségből számítjuk, z biztonsági tényezővel:

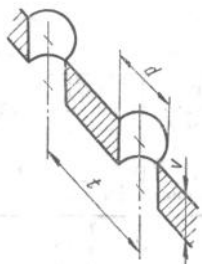
$$t < 400 \text{ °C } \sigma_{\text{meg}} = \frac{\sigma_{\text{Fm}}}{z}; \quad t > 400 \text{ °C}, \quad \sigma_m = \frac{\sigma_T}{z};$$

a biztonsági tényező értéke $z \geq 1,5$.

A lemezgyengítés φ tényezője a szegecselési mód függvénye, ezzel vehetjük figyelembe, hogy a szegecslyukak a lemez keresztmetszetét gyengítik. A gyengítési tényező a lemez gyengített keresztmetszetének aránya az ép keresztmetszethez (25.36. ábra).

$$\varphi = \frac{v(t-d)}{vt} = \frac{t-d}{t}.$$

A gyengítési tényező pontos értéke a lemez vastagságának és a szegecslek osztásának ismeretében határozható meg. Kiinduláskor hozzávetőleges értékkel számolunk, amelyek a 25.7. táblázatban találhatóak.



25.36. ábra. Lemezyengítés

A szegecselési módot az átmérő és a nyomás szorzatának megfelelően kell választani (a kazánformula számlálója). Az átmérő és nyomás szorzata a táblázatban, az egyes szegecselési módoknál szintén megtalálható. A számítás elvégzésekor a lemezyengítés pontos értékét ellenőrizni kell.

A szegecsok átmérőjét és osztását a szegecskötésnél elmondottak alapján számítjuk.

A gömb- és csepptartályok alkalmazási lehetőségeiről és gazdaságosságáról a 14. fejezetben már tettünk említést.

25.7. táblázat

Szegecselési mód	Átmérő és nyomás szorzata, kp/cm	Lemezyengítés	
		kis szegecs	nagy szegecs
Egysoros átlapolt	500...900	0,63	0,57
Kétsoros átlapolt	900...1700	0,70	0,65
Egysoros hevederes	800...1700	0,70	0,63
Kétsoros hevederes	1600...2700	0,77	0,75
Háromsoros hevederes	2700...4600	0,84	0,80

26. Siklócsapágyak tervezése

Siklócsapágy tervezésekor az F csapágyterhelés és az n fordulatszám a kiinduló adatok. Az idő függvényében mindkettő értéke lehet változó. Ezenkívül a csapágyterhelésnek még az iránya is változhat. Figyelemmel kell lenni arra is, hogy a csapágykörnyezetnek milyen a hatása a tervezendő csapágy üzemére. (Pl. a csapággal közvetlenül érintkező test vagy közeg hőmérséklete, ill. hűtőhatása, az érintkező közeg esetleges korróziós hatása, a csapágy, ill. a kenőanyag esetleges szennyeződése stb.).

A fenti üzemi adatok alapján — tekintettel a csapágy három elemére (csap, kenőanyag, persely) — a következőket kell meghatározni, ill. megválasztani:

- a csap és a persely anyagát;
- a csapágy főméreteit;
- csapágyjátékát (a csapágy illeszkedése);
- a siklófelületek megengedett felületi érdességét;
- az alkalmazott kenőanyag minőségét, a csapágy kenőanyag fogyasztását;
- a csapágy konstrukciós kialakítását és kenőanyagellátását;
- a csapágy várható súrlódási veszteségét és üzemi hőmérsékletét.

A siklócsapágyakkal szemben támasztott követelmények: megfelelő szilárdság, jó kenési állapot biztosítása (kis súrlódási veszteség); kis melegeedés.

A tervezés során a siklócsapágyak hidrodinamikai kenélméletének eredményei mellett felhasználjuk a csapágyak kísérleti és tapasztalati adatait is. Állandó terhelésű és állandó fordulatszámú hidrodinamikusan csapágyak tervezése.

A tervezés első lépéseként a csapágyfajtának, ill. a gépfajtának megfelelően megválasztjuk a csap és a persely anyagát, a b/d viszont, a \bar{p} fajlagos csapágyterhelést (26.1. táblázat).

Tapasztalati adatok siklócsapágók tervezéséhez

$1 \text{ kg/cm}^2 = 1000 \text{ N/m}^2$
 $0,01 \text{ kg/cm}^2 = 10 \text{ N/m}^2 = \text{HfP}$
 $1 \text{ kp/cm}^2 = 10 \text{ N/cm}^2$
 $1 \text{ kp/cm}^2 =$

Csapágó	Anyag		\bar{p}_{meg} kp/cm ²	v_{meg} m/s	$\frac{(\bar{p}v)_{\text{meg}}}{\text{kp} \cdot \text{m/s}}$ cm ²	b/d
	Persely	Csap				
Közlelművek (Transzmissziók)	Öv	Acél	2	3,5		1...2
	Öv	Acél	8	1,5		
Folytonos üzem	Csf	Acél	5	6		
	Csf	Acél	12	2		
Szakaszos üzem	{ Műanyag	A 50	6	0,5		
	{ Műanyag	A 50	20	0,15		
	{ Műanyag	A 50	6	1		
	{ Műanyag	A 50	40	0,15		
Emelő- és szállító gépek: Fogasléces emelő („hévér”) Gém forgáspont Futókerek, görgő, kötélidob	Bz	A 70	400	—		0,8...1,8
	Bz-ó 12	A 70	150	—		
Szerszámgépek:	Öv26	A 50	60	—		1,2...2
	Vót 8	A 50	120	—	10 25	
	Műanyag	A 50	—	—		
	Műanyag	Edzett acél	—	—		
	Csf, Vót	Acél	20...30	—		
	Bz, Öv	Acél	—	—		

Aprítógépek, törőgépek, malmok:

Az értékek folyamatos üzemre vonatkoznak

Szakaszos üzem esetén 2,5 \bar{p} -ig

Könyökös sajtoló (legnagyobb nyomás)

Hengerművek

Villamos- és vízerőgépek:

 $n < 1500$ /min; kifizutási idő < 8 min $n < 1500$ /min; kifizutási idő > 8 min $n > 1500$ /min; kifizutási idő < 8 min $n > 1500$

Turbógépek

Michell-csapágó

Gőzturbinák

Gőzturbinák

Egyéb turbógépek

Öv	Acél	8	1			
Csf-Pb-78	Acél	8	3			
Csf-Pb-73	Acél	10	2			
Csf-Pb-73	Acél	15	1			1...2
Bz-ó 12	Acél	80	1			
Pb-Bz	Acél	20	1			
Műanyag		1000				
Caro-Bz	Edzett acél	500	50			0,5...1,2
Műanyag	Edzett acél	250	50			
Csf-Pb-73	A 50	12	10			0,8...1,5
Csf-Pb-73	A 50	7	10			
Csf-Pb-73	A 50	5	14			
Csf-80	A 50	—	—			
Csf, műanyag	Acél	30	60			0,8...1,25
Csf	Acél	8	60			0,8...1,25
Pb-Bz	Acél	15	60			1,5...2
Pb-Bz	Acél	15	—			

26.1. táblázat 1. folytatása

Csapagy	Anyag		\bar{P}_{msg} kp/cm ²	v_{msg} m/s	$(\bar{p})_{msg}$ kp·m/s cm ²	b/d
	Persely	Csap				
<i>Dugattyús-gőzgépek, kompresszorok — szivattyúk:</i> Keresztfel- és dugattyúcsapszeg csap Végforgattyú (hajtórúdcsapagy) Végforgattyú, főcsapagy Forgattyús tengely: hajtórúdcsapagy Forgattyús tengely főcsapagy Külső csapagy Vezérlő tengely Keresztfel csúszósaru Keresztfel csúszósaru	Csf, Pb-Bz Csf, Pb-Bz Csf, Pb-Bz Csf, Pb-Bz Csf, Pb-Bz Csf, Pb-Bz Csf, Pb-Bz Csf Csf Öv	Edzett acél Edzett acél Edzett acél Edzett acél Acél Acél Acél Acél Acél	120 90 35 75 45 25 15 4 3	— 2,5 3,3 3,5 3,5 3 — — —	— 1 1,4 0,85 1 1 —	— — — — — — — — —
<i>Mozdonyok:</i> Hajtórúd, csatlórúd, keresztfel Keresztfel csúszósaru	Csf, Bz Vőt	Acél Acél	150 10	— —	— —	— —
<i>Gépkocsi és repülőgép motorok:</i> Lassú járású { hajtórúd csapagy forgattyús tengely főcsapagy Gyorsjárású: 1,7p } Repülőgép- motor 2,3p } lassújárásúhoz viszonyítva	Csf Pb-Bz	Acél Acél	120 80	— —	0,5...0,6 0,5...0,6	— —

<i>Diesel-motorok:</i> Négy- ütemű { forgattyús tengely hajtórúd Két- ütemű { forgattyús tengely hajtórúd	55...130 125...250 50...90 100...150	— — — —	— — — —	— — — —	0,45...0,9 0,5...0,8 0,6...0,75 0,55...0,6	— — — —
<i>Nagy erőgépek (mezőgazdasági- és hajó erőgépek):</i> Lassú járású { hajtórúd forgattyús tengely dugattyú csapszeg csap Gyorsjárású: 1,5p a lassú járáshoz viszonyítva	150 90 240	Edzett acél — —	— — —	— — —	0,65...0,8 0,7...0,9 1,6...1,7	— — —
<i>Csuklók:</i> Egyéb csapagyak Daru talpcsapagy Transzmissziós talpcsap: Kis fordulatszámoknál Természetes léghűtésnél Víztorbinánál hűtőbordákkal hideg környezetben Cirkulációs olajhűtésnél	150 30 90 50 100...130 60 60 90	Edzett acél Acél Edzett acél Acél Acél Acél Acél Acél	— — — — — — — —	— — — — — — — —	25...30 40...80 80...100	— — — — — — — —

Csapágy	Anyag		\bar{p}_{mcs} , kp/cm ²	v_{mcs} , m/s	$\frac{(\bar{p}v)_{mcs}}{kp \cdot m/s}$ cm ²	b/d
	Persely	Csap				
Félsz csapágy: Stabil gépperendezésnél Hajógepeknél			30...45 4...8		8...15 8...15	
<i>Terhelési adatok kivitelezett ólombronz csapágyakra</i>						
Teherkocsi Diesel-motorok: Hajtórúdcsapágy: Főcsapágy Dugattyúcsapszeg csap	Pb-Bz Pb-Bz Pb-Bz	Edzett acél Edzett acél Edzett acél	125...250 55...150 100	3...7 3...7		0,4...0,8 0,5...0,8 0,5...1
Vontatók: Hajtórúdcsapágy: Főcsapágy Dugattyúcsapszeg csap	Pb-Bz Pb-Bz Pb-Bz	Edzett acél Edzett acél Edzett acél	170 100 100	4 4 —		0,5...0,9 0,5...0,9 0,6...1
Személygépkocsi- Otto-motorok Hajtókarcsapágy: Főcsapágy	Pb-Bz Pb-Bz	Edzett acél Edzett acél	100 80	5...8 5...8		0,3...0,6 0,5...0,6
Szerszámgépek: Főcsapágy	Pb-Bz	Edzett acél	20...50	0,1...0,8		0,8...1,2
Hajtómű tengely	Pb-Bz	A 70 A 60 A 50	10...30	5		1

Sűrítők, kompresszorok:

Hajtórúdcsapágy	}	Szürke öntv. Öv 26 $H_B = 240$ kp/mm ² Edzett acél	50	3,5		0,5...0,6
Főcsapágy			40	3,5		0,6...0,7
Dugattyúcsapszeg csap	Pb-Bz	Edzett acél	80...100	—		1,3
Transzmissziós csapágyak: Betétpersely állócsapágyhoz	Pb-Bz	A 50	6...20	2...5		0,5...0,8
Emelőgépek: Futókerékcspapágy	Pb-Bz	A 60	60...100	—		0,8...1,5
Nagy Diesel-motorok mezőgazdasági és hajózási célra: Hajtórúdcsapágy Főcsapágy Dugattyú csapszeg csap	Pb-Bz, Csf Pb-Bz, Csf Pb-Bz, Csf	Edzett acél Edzett acél Edzett acél	100...150 60...90 250	4 4 —		0,6...0,8 0,7...0,9 1,5...1,7
Hengerművek: Gumihengermű (kalander) kalandercsapágy	Pb-Bz	A 60.11 A 70.11	60...	0,1		0,9...1
Briketiprés csapágyak: Középcsapágy Oldalschapágy Nyomócsapágy	Pb-Bz Pb-Bz Pb-Bz	Öv vagy A6	80 50 135			1...1,5 1...1,5 1...1,5

Csapágy	Anyag		$\bar{\tau}_{meg}$ kp/cm ²	v_{meg} m/s	$\frac{(\bar{p}v)_{meg}}{kp \cdot m/s}$ cm ²	b/d
	Persely	Csap				
Törőgépek: Durvatűrő lengőtengelycsapágy	Pb-Bz	A 70	40	0,75		1...1,5
<i>okomotívok:</i> Csatlórúd csapágy	Pb-Bz					1,2
<i>Vagonok:</i> Teherkocsi tengely Vasúti motorok, villamos lokomotívok, motortámcsapágyak	Pb-Bz	Öv, acél	40	4,5		1,5
<i>Általános gépgyártás:</i> Főcsapágy	Pb-Bz	Edzett acél A 60 A 50	30	0,1...5		0,8...1,2
Lengő csapágy	Pb-Bz	Edzett acél	100			0,6...1,5

Néhány csapágyanyag terhelhetősége	
Öv	25
Bz	30
Bz, Csf	40
Bz, Csf	90
Betétedezett acél	150
Öv26	40
Fehérfém (Csf-Pb-73)	20
Ólombronz	120
(Pb-Bz-25K)	

Ezek alapján számíthatók a csapágy fő méretei:

$$d = \sqrt{\frac{F}{\bar{p} \frac{b}{d}}}; \quad b = d \frac{b}{d}$$

A szilárdsági követelménynek megfelelően ellenőrizni kell a csapágy fő méreteit.

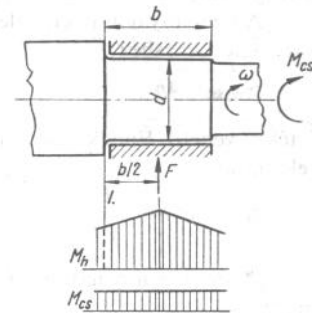
A csap legáltalánosabb esetben hajlító-, csavaró- és nyíróigénybevételre szorított. Az igénybevételi ábrák alapján eldöntjük, hol van a veszélyes keresztmetszet. (Ez általában a váll tövéénél van, pl. 26.1. ábra). Ezek után a csavaróigénybevétel jellegének megfelelően (sztatikus, ill. változó) kifáradás ellen ellenőrizzük a csapot.

A csap igénybevétele szempontjából a gyakorlatban az az eset fordul elő leginkább, amikor az F csapágyterhelés és az M_h hajlítónyomaték értéke az M_{cs} csavarónyomatékkal arányos. Ebben az esetben a csapágyterhelés és a fordulatszám állandósága azt jelenti, hogy a csap valamennyi igénybevétele állandó. Ilyenkor a veszélyes keresztmetszet kerületi pontjaiban ébrednek a különböző igénybevételekből a legnagyobb feszültségek. A hajlítóigénybevételből változó lengőfeszültség σ_{hj} , a csavaróigénybevételből állandó értékű τ_{cs} feszültség és a nyíróigénybevételből változó τ_{ny} feszültség ébred. Ebben az esetben a csap szilárdságának ellenőrzését közelítéssel úgy végezhetjük el, hogy a nyíróigénybevételből származó τ_{ny} feszültség hatását elhanyagoljuk és a σ_{hj} és τ_{cs} feszültségekből számítható

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{hj}^2 + \beta \tau_{cs}^2}$$

redukált feszültséget hasonlítjuk össze egy σ_{meg} megengedett feszültséggel ($\beta = 4$).

A tengely anyaga	σ_{meg} , kp/cm ²
Ötvözetlen gépacél (A. 42, A. 60)	500...700
Acélöntvény	350
Öntöttvas	200...500



26.1. ábra. Csap terhelése

Relatív excentricitás

$$\varepsilon = \frac{e}{\Delta r};$$

Résméret

$$h = f(\varphi) \text{ mm};$$

Relatív résméret:

$$\delta = \frac{h}{\Delta r};$$

Relatív kenőanyagrétegvastagság (a legkisebb relatív résméret):

$$\begin{aligned} \delta_0 &= \frac{h_0}{\Delta r} = 1 - \varepsilon = \\ &= \frac{R - r - e}{\Delta r} = 1 - \varepsilon. \end{aligned}$$

A h résméret a csap és a persely tengelyének párhuzamossága esetén csak φ -nek függvénye.

Hengeres felületi hordozócsapágy terhelhetősége egyenesen arányos a csapágy nagyságával (bd -vel), a kenőanyag viszkozitásával, a szögsebességgel, egy a csapágy működésére jellemző Φ számmal, és fordítva arányos a relatív játék négyzetével.

$$F = bd \frac{\eta \omega}{\psi^2} \Phi \left(\varepsilon, \varphi_1, \frac{b}{d} \right),$$

ill. $\bar{p} = F/bd$ helyettesítéssel szokásosabb alakjában:

$$\frac{\bar{p} \psi^2}{\eta \omega} = \Phi \left(\varepsilon, \varphi_1, \frac{b}{d} \right).$$

A $\Phi = \bar{p} \psi^2 / \eta \omega$ dimenzió nélküli számot — amely a csapágy súrlódási állapotának egyik fontos jellemzője — *csapágyjellemző számnak* nevezzük. Az előbbi összefüggés a csapágyak hidrodinamikai hasonlósági törvénye, amely azt fejezi ki, hogy adott b/d viszonyú, adott φ_1 olajbevezetési szögű csapágyak azonos relatív excentricitással működnek, ha azonos a csapágy jellemző számuk.

A 26.3. ábrán a csapágy jellemző szám változását láthatjuk teljesen körülzárt perselynek (folytonos vonal) és félperselynek (szaggatott vonal) megfelelő φ_1 szög esetére, a relatív excentricitás és a karcsúsági viszony (b/d) függvényében (amelyik b/d viszonyozásnál csak folytonos vonal látszik azzal a szaggatott vonal gyakorlatilag egybeesik).

Zárt persely alatt a minden horonytól mentes 360° -os középponti szöghöz tartozóan folytonos siklófelületű perselyt értjük; félpersely alatt

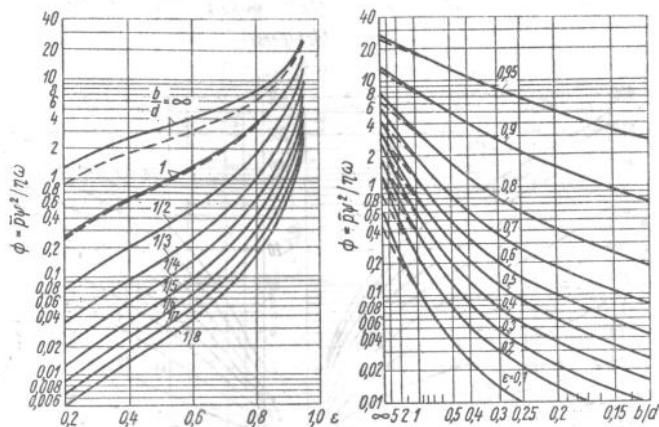
pedig az olyan perselyt, amelynek siklófelülete 180° -os középponti szöghöz tartozóan folytonos csak.

Egy másik lényeges összefüggés szerint a súrlódási tényező egyenesen arányos a relatív játékkal és a csapágyra szintén jellemző C dimenzió nélküli számmal.

$$\mu = \psi C \left(\varepsilon, \varphi_1, \frac{b}{d} \right),$$

vagy más alakban

$$\frac{\mu}{\psi} = C \left(\varepsilon, \varphi_1, \frac{b}{d} \right).$$

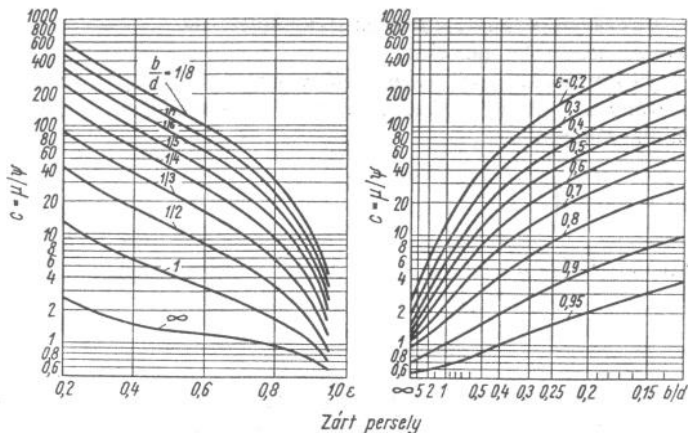


26.3. ábra. Csapágy jellemző szám hengeres felületű hordozócsapágyhoz

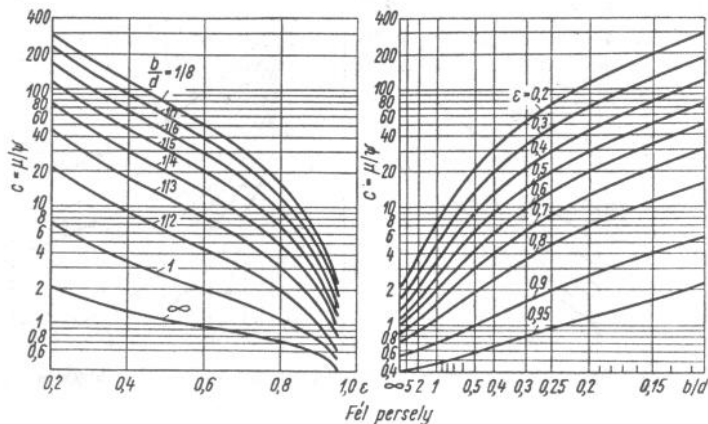
A $C = \mu/\psi$ értéket *súrlódási számnak* (általánosított súrlódási tényezőnek) nevezzük. A súrlódási szám változását a leggyakrabban előforduló félpersely, ill. teljesen körülzárt persely esetére a 26.4. ábrán láthatjuk az ε relatív excentricitásnak és b/d -nek függvényében.

A harmadik lényeges összefüggés a csapágy *kenőanyagfogyasztását* fejezi ki, s amely a kenőanyagfilmben levő sebességeloszlás figyelembevételével számítható.

$$q = bdr\omega\psi J \left(\varepsilon, \varphi_1, \frac{b}{d} \right).$$



Zárt persely



Fél persely

26.4. ábra. Súrlódási szám hengeres felületű hordozócsapágyhoz

Eszerint a csapágy kenőanyagfogyasztása egyenesen arányos a csapágy nagyságával ($A = bd$ -vel), a $v = r\omega$ kerületi sebességgel, a ψ relatív játékkal és a csapágy üzemére jellemző J dimenzió nélküli számmal.

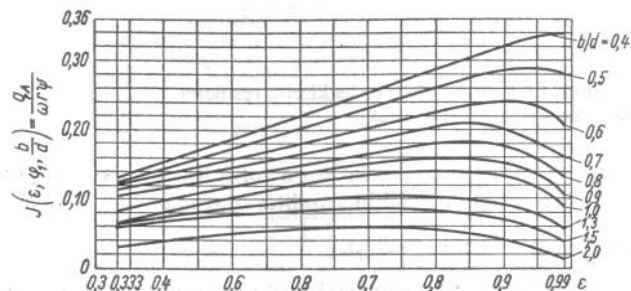
A csap vetületességére vonatkoztatott kenőanyagviszkozitást *fajlagos kenőanyagfogyasztásnak* nevezzük.

$$q_A = \frac{q}{bd} \frac{\text{cm}^3/\text{s}}{\text{cm}^2}$$

Az előzők felhasználásával a következő alakban írható:

$$\frac{q_A}{r\omega\psi} = J\left(\varepsilon, \varphi_1, \frac{b}{d}\right)$$

A $J = q_A/r\omega\psi$ dimenzió nélküli jellemzőt, amely a csapágyjellemző számhoz és a súrlódási számhoz hasonlóan szintén ε , φ_1 és b/d függvénye *olajviszkozitási számnak* (kenőanyagviszkozitási számnak) nevezzük. Ennek a változása a félperselyre a 26.5. ábrán látható. (Zárt perselyű csapágy kenőanyagfogyasztásának meghatározása jó közelítéssel szintén a 26.5. ábra alapján történhet.)



26.5. ábra. Olajviszkozitási szám hengeres felületű hordozócsapágyhoz

Hengeres siklófelületű hordozó csapágyak számítási gyakorlatában használatos még az ún. *melegedési szám*, amely a csapágy várható üzemi hőmérsékletére jellemző. Ez a súrlódási számnak és az olajviszkozitási számnak a viszonya.

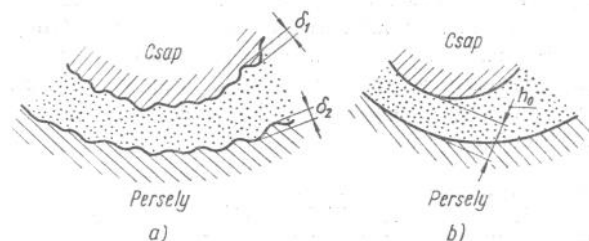
$$\Theta = \frac{C}{J} = \frac{\mu/\psi}{q_A/r\omega\psi}$$

Az F terhelés növelésével a csapágyjellemző szám növekszik a súrlódási tényező csökken (26.4. ábra). A kenélmélet szerint tehát arra kell törekedni, hogy minél kisebb h_0 résmérettel (azaz minél nagyobb relatív excentricitással) üzemeljen a csapágy.

A valóságban a siklófelületek érdekesek. A siklófelületek érdekességét a δ_1 , δ_2 legnagyobb érdekességmagasságokkal jellemezhetjük (26.6a ábra).

Amíg a felületek δ_1 , δ_2 érdekességmagassága lényegesen kisebb a sima felületek feltételezésével számított h_0 résmérettől (26.6b ábra), a siklófelületek fémes érintkezése (a vegyes súrlódás) nem áll elő. Ha a δ_1 , δ_2

érdesség magasságok értéke az előbbi h_0 értékét megközelíti, a siklófelületek érdességi csúcsai már összeérhetnek, tehát a csapágyban vegyes súrlódás alakulhat ki. (Ilyen esetben a felületek között kialakuló kenési állapot a siklófelületek szabálytalan alakja miatt számítással nem követhető.)



26.6. ábra. Felületi érdesség és legkisebb résméret
a) érdes felületnél; b) sima felületnél

A csapágy tervezési gyakorlatban a folyadéksúrlódási állapot biztosításának feltételeként az alábbi közelítés használatos:

$$h_0 > \delta_1 + \delta_2 \approx 4,5(R_{a1} + R_{a2}),$$

tehát a sima siklófelületek feltételezésével számított legkisebb résméret nagyobb legyen, mint az érdességmagasságok összege.

A lehető legkisebb súrlódási tényező elérése megköveteli, hogy a relatív excentricitás értéke a lehető legnagyobb legyen. Gyakorlati tapasztalatok szerint a legtöbb üzembiztosan működő siklócsapágnál a relatív excentricitás értéke

$$0,5 < \varepsilon < 0,95$$

közé esik. Az összefüggés a csapágy stabilitási feltétele is. $\varepsilon < 0,95$ esetén viszont már általában nem tudunk megfelelő felületi simaságot biztosítani.

A jó kenési állapotot tehát a következőképpen biztosíthatjuk:

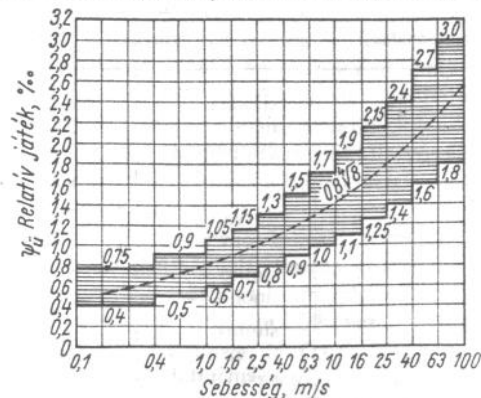
Tapasztalati adatok alapján megválasztjuk az üzemi hőmérséklet-hez tartozó relatív játékok (ψ_u -t) (26.3. táblázat).

Megvizsgáljuk, hogy a siklófelületek megmunkálásakor milyen felületi simaságot tudunk elérni. Ennek alapján előírjuk a megengedhető felületi érdességet (R_{a1}, R_{a2}). Ebből a legnagyobb érdességmagasság értékek (MSZ 4724)

$$\delta_1 \approx 4,5 R_{a1}, \quad \delta_2 \approx 4,5 R_{a2}.$$

26.3. táblázat

Üzemi relatív játék, ψ_u , siklócsapágyak tervezéséhez



	Alsó értékei	Felső értékei
Csapágyanyag	lágycsicsi E (pl. fehérfém)	kemény nagy E (pl. bronz)
Felületi terhelés	viszonylag nagy	viszonylag kicsi
Csapágy szélesség	$b/d \approx 0,8$	$b/d \approx 0,8$
Megtámasztási jellege	önbeálló	merev
Terhelés módja	forgó	álló

Tájékoztató értékeket a δ_1, δ_2 legnagyobb érdességmagasságokra a 26.4. táblázatban találunk.

δ_1, δ_2 ismeretében lerögzítjük a h_0 legkisebb résméretet

$$h_0 > \delta_1 + \delta_2$$

alapján.

A relatív excentricitás h_0 és ψ_u ismeretében

$$\varepsilon = 1 - \frac{h_0}{r\psi_u},$$

amelynek tehát 0,5...0,95 közé kell esni, ellenkező esetben h_0 vagy ψ_u értékét megváltoztatjuk. A Φ csapágyjellemző száma a 26.3. ábra alapján ε és b/d függvényében leolvasható.

Felületi érdesség δ_1 , ill. δ_2 értékei siklócsapágyaknál

Megmunkálás		δ , μm
Esztergálás	simítás	28...7
Esztergálás	finom	7...2
Esztergálás	gyémánttal	1...0,2
Reszelővel finomra simítva		8...2
Csiszolás	durva	7...2
vászonnal	finom	2...0,5
Koronggal	simító	5...2
köszörűlve	finom	2...0,5
Furatesztergálás	simító	40...12
	finom	12...3
	gyémánttal	3...0,5
Hántolás (saberolás)	nagyoló	25...4
	simító	4...1
	finom	1...0,3
Dörzscsiszolás (hónolás)	simító	3,5...0,5
	finom	0,5...0,1
Tükrösítés (lappolás)	nagyoló	4...1
	simító	1...0,2
Tükrösítés (szuperfinis)	simító	3,5...0,5
	finom	0,5...0,1

Az üzemi hőmérsékleten szükséges kenőanyagviszkózitás ezek után

$$\eta_{\bar{u}} = \frac{\bar{p}\psi_{\bar{u}}^2}{\Phi\omega}$$

Ahhoz, hogy $\psi_{\bar{u}}$ üzemi játékból kiszámíthassuk a ψ_{20° 20 °C-hoz tartozó ún. hideg játékot s ennek alapján előírhatjuk a csapágyillesztést, ill. $\eta_{\bar{u}}$ alapján megválaszthatjuk a szükséges kenőolajat, ismernünk kell a csapágy üzemi hőmérsékletét.

A csapágy üzemi hőmérsékletének meghatározása. A 26.4. ábra alapján a súrlódási szám meghatározása után $\psi_{\bar{u}}$ figyelembevételével a súrlódási tényező számítható.

A kenőfilmben a kenőanyag belső súrlódása következtében

$$p_s = \mu Fr\omega$$

súrlódási teljesítmény keletkezik. Emiatt a csapágy különböző helyein a hőmérséklete indítás után emelkedik. Egy bizonyos idő elteltével a hőmérséklet már nem változik. Ilyenkor a keletkező súrlódási teljesítmény megegyezik a csapágyból egységnyi idő alatt kijutó hőmennyiséggel (stacionárius hőáramlás, hőegyensúlyi állapot). A csapágy különböző helyein kialakult hőmérsékletek közül legnagyobb a siklófelület hőmérséklete. Fémcsapágyak esetén az egész siklófelület közel azonos hőmérsékletű, melyet jó közelítéssel a résből kifolyó olaj átlagos hőmérsékletével vehetünk egyenlőnek. Ezt a hőmérsékletet nevezzük a csapágy üzemi hőmérsékletének.

Az üzemi hőmérséklet nagyságát az határozza meg, hogy miképpen biztosítjuk a súrlódási hőteljesítmény kijutását a csapágyból.

Legegyszerűbb esetben a csapágyház nagy tömegével és nagy felületével érjük el, hogy a súrlódási hő hővezetés, hőátadás és sugárzás útján könnyen kijusson a csapágyból. Gyakorlati tapasztalatok szerint ebben az esetben a csapágyból időegység alatt kijutó hőmennyiség egyenesen arányos a siklófelület nagyságával, a siklófelület és csapágyházat körülvevő levegő hőmérsékletének különbségével és egy arányossági tényezővel, amely a csapágy konstrukciós kialakításának és a levegő áramlási sebességének függvénye. A hőegyensúlyi egyenlet

$$\mu Fr\omega = \alpha d\pi b(\vartheta - \vartheta_0),$$

ahol az α arányossági tényező, (amely tehát a siklófelület egységére vonatkoztatott hőelvezetési tényező) *Schiebel* szerint a következő értékű lehet:

Ha a csapágyházat nyugvó levegő veszi körül:

$$\text{Könnyű kivitelű csapágyonál} \quad \alpha \approx 0,05 \frac{\text{kp} \cdot \text{cm/s}}{\text{cm}^2 \cdot ^\circ\text{C}};$$

$$\text{Nehéz kivitelű csapágyonál} \quad \alpha \approx 0,14 \frac{\text{kp} \cdot \text{cm/s}}{\text{cm}^2 \cdot ^\circ\text{C}}.$$

Mozgó levegő esetén α értéke ennél nagyobb.

Nagy légcirkuláció esetében (járművek csapágyainál; pl. vasúti kocsis csapágyánál) a fenti értékek ötszöröse is lehet.

Az üzemi hőmérséklet tehát

$$\vartheta = \frac{\mu Fr\omega}{\alpha d\pi b} + \vartheta_0.$$

Figyelembe véve a használatos kenőanyagok tulajdonságait a csapágy megengedhető üzemi hőmérséklete

$$\vartheta_{\text{meg}} = 80 \text{ °C} \cong \vartheta.$$

Abban az esetben, ha

$$\vartheta > \vartheta_{\text{meg}},$$

a csapágy természetes hűtése tehát nem elegendő, akkor a kenőolaj hűtésével kell megoldani a szükséges hőelvezetést. Ilyenkor általában a kenőolajat a csapágyházból kivezelve olajhűtőn szivattyúzzuk át, s a hűtött olajjal kenjük a csapágyat. Ebben az esetben az olaj által elvitt hőteljesítmény:

$$P_1 = c\gamma q(\vartheta - \vartheta_1), \quad \frac{\text{kcal}}{s} = 42700 c\gamma q(\vartheta - \vartheta_1) \frac{\text{kp} \cdot \text{cm}}{s}.$$

A csapágy hőegyensúlyi egyenlete az olajhűtést és a természetes hűtést egyaránt figyelembe véve:

$$\mu Fr\omega = 42700, \quad \frac{\text{kp} \cdot \text{cm}}{\text{kcal}} c\gamma q(\vartheta - \vartheta_1) + \alpha d\pi b(\vartheta - \vartheta_0).$$

és a melegedési szám:

$$\Theta = \left(42700 \frac{\text{kp} \cdot \text{cm}}{\text{kcal}} c\gamma + \frac{\alpha\pi}{q_A} \right) \frac{\vartheta - \vartheta_1}{\bar{p}} + \frac{\alpha\pi}{q_A \bar{p}} (\vartheta_1 - \vartheta_0).$$

E képletekben ϑ_1 az olajhűtőből kikerülő (azaz a csapágyba belépő) olaj hőmérséklete, °C; ϑ_0 a csapágyat körülvevő levegő hőmérséklete, °C.

A $\frac{\mu\omega r}{q_A}$ melegedési szám a 26.4. ábra alapján meghatározható súrlódási számnak és a 26.5. ábra alapján meghatározható olajszükséglet számnak a viszonya.

A q_A fajlagos olajfogyasztás az olajszükséglet számból számítható, ϑ_1 pedig az olajhűtőnek megfelelően felvehető. A ϑ üzemi hőmérséklet ezek után számítható.

Előfordulhat, hogy az így kiszámított üzemi hőmérséklet mindig nagyobb a megengedettnél. Ilyen esetben a hűtött olajat nyomás alatt vezetve be a csapágyba, a folyadéksúrlódáshoz szükségesnél nagyobb olajmennyiséget áramoltatunk át a siklófelületek között. Ilyenkor a kenőolaj által elvitt hőteljesítmény mellett a természetes hűtés által a csapágyból kijutó hőteljesítmény már elhanyagolható.

A hőegyensúlyi egyenlet ebben az esetben:

$$\mu Fr\omega = 42700 \frac{\text{kp} \cdot \text{cm}}{\text{kcal}} c\gamma q'(\vartheta - \vartheta_1).$$

Ha előírjuk a ϑ üzemi hőmérséklet értékét, akkor számítható a szükséges hűtőolajmennyiség

$$q' = \frac{\mu Fr\omega}{42700 \frac{\text{kp} \cdot \text{cm}}{\text{kcal}} c\gamma(\vartheta - \vartheta_1)}.$$

A teljesség kedvéért érdemes megemlíteni, hogy néhány különleges esetben, pl. amikor a csapágy forró környezetben működik, a nyomással bevezetett hűtőolaj sem biztosítja a csapágy megfelelő hűtését, s ilyenkor külön hűtéssel (pl. a perselybe ágyazott csőökgyón keresztül hűtővíz áramoltatásával) érjük el a szükséges hőelvezetést. Ilyen esetben a csapágy és a hűtőrendszer hőegyensúlyának vizsgálata már különleges feladat.

A csapágyillesztés előírása. A csapágy üzemi hőmérsékletének ismeretében a ψ_u üzemi játékból meghatározható, hogy milyen nagyságú hideg játékkal (20 °C-hoz tartozó játékkal) kell készíteni a csapágyat. A csapágyjáték nagysága ui. a hőmérséklet függvényében változik a csap, a persely és a csapágyház nem azonos hőtágulása miatt. A relatív játék hőmérséklet szerinti változása a csapágyház általában bonyolult alakja és a csapágy bonyolult hőmérsékleteloszlása miatt számítással nehezen követhető. Célszerűbb tapasztalati adatokra támaszkodva figyelembe venni a hőtágulást.

Gyakorlati tapasztalat szerint a relatív csapágyjáték üzemi hőmérséklet szerinti változása

$$\psi_u = \psi_0 - S(\vartheta - \vartheta_0) 10^{-6},$$

ahol az S tényező a persely anyagától és a beépítés helyétől függő arányossági tényező (26.5. táblázat).

A 20 °C-on megvalósítandó csapágyjáték tehát

$$\psi_{20 \text{ °C}} = \psi_u + S(\vartheta - 20 \text{ °C}) 10^{-6}.$$

A 20 °C-hoz tartozó relatív játék ismeretében a 26.6. táblázat alapján a szokásos csapágyillesztések közül megválaszthatjuk a megfelelő csapágyillesztést.

Az S tényező értékei különféle csapágyfém és beépítés esetén

A csapágypersely vagy bélys anyaga	A csapágypersely beépítési helye				
	Acélből vagy öntöttvasból készült			Vékonyfém-ből készült	
	vékonyfalú csapágyházban vagy hajtórúd-fejben	önálló hő-kiterjedésű vastagfalú csapágy-öntvényben	nagyméretű merev öntvényben	vékonyfalú csapágyházban	önálló hő-kiterjedésű vastagfalú csapágyházban
Alumíniumötvözetek					
Al-Cu-Mg	16...18	22...24	27...29		
Al-Cu	16...18	22...24	27...29		
Al-Si	13...14	19...22	24...27		
Al-Mg	19...20	25...26	30...31	0...4	5...6
Al-Mg-Mn	19...20	25...26	30...31		
Ks 280	12	18	23		
Magnéziumötvözetek	19	25	30		
Önbronzzok					
ÖBz 20	12	18	23		
ÖBz 10	11,5	17,5	22,5		
ÖBz 6	11	17	22	0	0
Alumíniumbronz 10	11	17	22		
Sárgaréz	13	19	24		
Vörösötvözet	12	17,9	23		
Ónalapú csapágyfémek					
90% Sn	17	22,8	28		
80% Sn	17	21,7	21,7		
40% Sn	16,5	22,4	27,5		
5% Sn	18	24,3	29		
Ólom alapú csapágyfém	27	33	38		
Ólombronzzok					
PbBz 5	12	17,9	23		
PbBz 13	12	18,3	23		
PbBz 20	12	18,2	23		
PbBz 25	12,5	18,6	23,5		
Cinkötvözet	20...24	26...30	31...35	3...4	6...7
Acél	5	11	16	0	0
Öntöttvas	3...4	9...10	15	0	0
Műanyag	34...44	40...50	45...55	18...28	24...34

A közepes relatív csapágyjáték, ψ 20 °C, ‰

Névleges átmérő, mm	Illesztés						
	H7/g6	H7/f7	H7/e8	H7/d8	H7/c8	H7/b8	H7/a9
30 felett							
50-ig	0,74	1,25	2,05	2,80	3,95	5,17	8,97
50...80	0,53	0,92	1,50	2,12	2,82	3,59	6,20
80...120	0,41	0,71	1,16	1,65	2,20	2,75	4,56
120...180	0,31	0,55	0,91	1,31	1,78	2,24	3,94
180...250	0,24	0,45	0,74	1,06	1,48	2,04	3,82

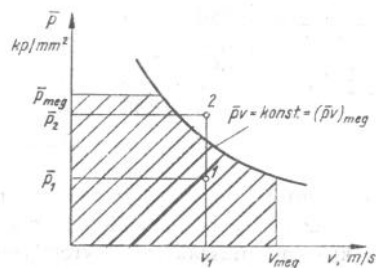
A kenőolaj megválasztása. Az üzemi hőmérséklet ismeretében most már a kenőolaj is megválasztható. Az üzemi hőmérsékleten szükséges olajviszkozitást már számítottuk $kp \cdot s/m^2$ műszaki mértékrendszerbeli dinamikai viszkozitás egységben. Ezt meghatározzuk Engler-fokokban és megválasztjuk a megfelelő kenőolajat.

Vegyés- és száraz sűrűdással működő siklócsapágyak tervezése. A gyakorlatban találunk olyan siklócsapágyakat is, amelyeknél a hidrodinamikus folyadéksűrűdési állapotot nem tudjuk biztosítani. Ilyenek pl. a nagy terhelésű de kis fordulató, vagy csak lengőmozgást végző hordozócsapágyak (pl. dugattyúcsapszeg csapágya), vagy a párhuzamos siklófelületű csapágyak (daru talpcsapágy, transzmissziós talpcsapágy, fésűs csapágy). Mivel ilyen csapágyaknál a kenési állapot számításal nem vizsgálható, a tervezési munkát hasonló csapágyak tapasztalati adatai alapján végezhetjük csak el. A szilárdsági követelmény kielégítése ugyanúgy történhet, mint folyadéksűrűdással működő csapágyaknál. A csapágy jó kenését és kis melegedését, megfelelő kenőanyag alkalmazásával és azzal biztosítjuk, hogy a p felületi nyomás és a v siklási sebesség nem haladja meg a hasonló típusú csapágyak tapasztalatai szerint megengedett \bar{p}_{meg} , ill. v_{meg} értékeket (26.1. táblázat).

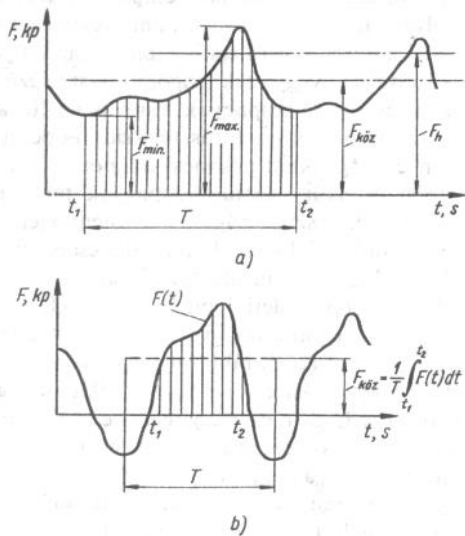
Siklócsapágyak régebbi méretezési elve szerint a siklócsapágy jó működéséhez azt kell biztosítani, hogy a csapágy igénybevétele hasonló típusú csapágyak üzemére rajzolható biztonsági területen belül legyen.

Ezt a biztonsági területet a \bar{p}_{meg} , a v_{meg} és a $(\bar{p}v)_{meg}$ értékek határozzák meg (26.7. ábra). E régi méretezési elv szerint pl. v_1 siklósebességgel működő csapágy p_1 fajlagos terhelést biztonságosan visel (1 jelű pont a biztonsági területen belül), ellenben p_2 terhelést már nem (2 jelű pont biztonsági területen kívül).

Az ilyen biztonsági terület folyadéksűrűdással működő hidrodinamik csapágyak terhelhetőségére csak tájékoztató jellegű. Vegyes- vagy száraz sűrűdással működő csapágyak tervezésénél azonban még ma is ez használatos. A 26.1. táblázatban megtalálható siklócsapágyak terhelhetőségének tapasztalati értékei.



26.7. ábra. Siklócsapágy terhelhetősége



26.8. ábra. Terhelési értékek változó terhelésű csapágnál

a) Azonos értelmű terhelés; b) ellenkező értelmű terhelés

Változó terhelésű állandó fordulatszámú siklócsapágyak tervezése. Dugattyús gépek, valamint más gépek és berendezések siklócsapágyait üzem közben állandó irányú, de változó nagyságú (dinamikus) terhelés veszi igénybe. A terheléslefordulás változásai a gép egy munkaciklusának megfelelően rendszerint ismétlődnek. Az ilyen módon terhelte csapágyak méretezése siklócsapágyak hidrodinamikai kenélméletének mai eredményeit figyelembe véve csak közelítéssel történhet. A tervezés alapja a csapágyat terhelő erő időbeli befolyása (26.8a ábra).

Abban az esetben, ha a csapágy terhelése egy munkacikluson belül ellenkező értelmű is lehet (pl. robbanómotor hajtórúd csapágyánál), akkor a nagyobb terhelésű perselyfél terhelése az irányadó (26.8b ábra).

Dinamikus terhelésű csapágnál a terhelés változása miatt a relatív excentricitás (ϵ), ill. a legkisebb részméret (h_0) is változik az idő függvényében. Ha konkrét csapágy állandó értékű F_{max} terhelést kapna, a csapágy relatív excentricitása nagyobb lenne, mint dinamikus terhelés esetén a legnagyobb relatív excentricitás. Állandó értékű F_m terhelés esetén viszont kisebb. Annak az állandó nagyságú terhelésnek az értéke tehát, amely ugyanakkora relatív excentricitást okozna, mint amekkora dinamikus terhelés esetén a legnagyobb relatív excentricitás, F_{max} -nál kisebb, de F_m -nél nagyobb. A teljes folyadéksűrűdési állapot biztosításához

$$F_h = \frac{F_{max} + F_m}{2}$$

értékű állandó terhelést tételezhetünk fel.

Dinamikus terhelésű csapágy méretezése tehát az állandó terhelésű csapágyak kenélméletének eredményei alapján történhet, az alábbi terhelési értékek figyelembevételével:

- Legnagyobb terhelés (F_{max}), amely a csapágy szilárdsági követelményei szempontjából irányadó.
- Közepes terhelés ($F_{köz}$), amely a sűrűdési tényezőt (sűrűdési veszteséget) és a csapágyon átáramló olajmennyiséget (olajfogyasztást) határozza meg.
- A legkisebb kenőanyag rétegvastagságot (ill. a legnagyobb relatív excentricitást) és a szükséges olajviszkózitást meghatározó F_h terhelés.

Siklócsapágyak szerkezeti kialakítása. Siklócsapágyak tervezésének egyik fontos része a csapágy szerkezeti kialakítása. A csapágy főméreteinek és jellemzőinek rögzítése után meg kell határozni a csapágypersely, a csapágyház szerkezeti kialakítását, a kenőanyag bevezetését, elosztását

és elvezetését (vagy tárolását). Figyelemmel kell lennünk közben a csapágy szerelhetőségére és gyártására.

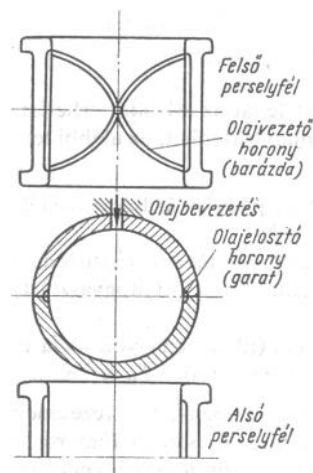
A csapágy szerkezet megtámasztására szolgáló talp helyzete szerint beszélhetünk álló, függő és fali (vagy konzolos) csapágyakról.

A tengelyt vagy oldalról (tengelyirányban), vagy felülről (sugárirányban) szereljük. Tengelyirányú szereléskor a csapágy lehet zárt kivitelű, sugárirányú szerelés ellenben mindig osztott csapágyat igényel.

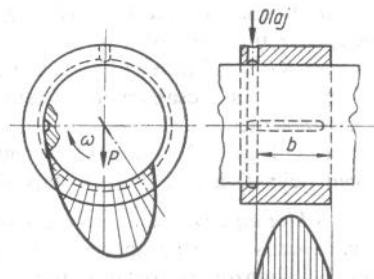
A persely a csapágyházban lehet mereven rögzítve (merevperselyű csapágyak), de lehet úgy is meghatározva, hogy a persely a ágyazott tengely elhajlásának megfelelően elmozdulhasson (beállóperselyű csapágyak: feltalálójáról *Sellers*-csapágyaknak is nevezik).

A siklófelületek kialakítása. A csapágy siklófelületeit úgy kell kialakítani, hogy az a lehető legjobban elősegítse az összefüggő hordozóképes kenőfilm kialakulását. A kenőanyag bevezetésére és elosztására a perselyben furatot és hornyokat készítünk (26.9. ábra). Hidrodinamikus hordozócsapágyaknál — ha a tengely forog, a persely áll, és a terhelés iránya állandó — akkor a terhelt perselyfélre nem szabad hornyot készíteni, mert az megzavarja az összefüggő kenőanyaghátrá kialakulását.

Forgó tengely, álló persely esetén ha a terhelés a tengellyel együtt körbeforog — a persely felületén tengelyirányú hornyot ne készítsünk, hanem a csap felületén készített horonnyal valósítsuk meg a megfelelő kenőanyagelosztást (26.10. ábra).



26.9. ábra. Siklófelület kialakítása



26.10. ábra. Bevezető- és elosztóhorony

Szintén a csap felületén készített hosszanti horonnyal oldjuk meg a kenőanyagelosztást abban az esetben, ha a tengely áll, a persely forog és a terhelés iránya állandó. Ilyenkor a kenőanyagot a tengelyen keresztül vezetjük be és a persely felületén egyetlen hornyot sem készítünk.

A kenőanyagelosztó horony felülete jól simuljon a siklófelülethez, hogy már a bevezetésnél biztosítva legyen az olaj lamináris áramlása.

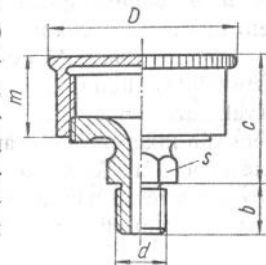
A persely szélénél az élt le kell kerekíteni, hogy a persely és a csap nem párhuzamos volta vagy a csap lehajlása miatt esetleg előálló élnyomás értéke minél kisebb legyen s a berágódást elkerüljük.

Kenőanyagbevezető szerkezetek. A csapágy jó üzemének egyik fontos feltétele a megfelelő kenőanyagellátás. A folyadéksűrűlódás alapja a folytonosan megújuló kenőfilm, amely folyamatos kenőanyagellátást követel.

A kenőanyag bevezetésére szolgáló szerkezetek aszerint változnak, hogy milyen a kenőanyag fizikai tulajdonsága. A szobahőmérsékleten szilárd kenőzsírok bevezetésére más szerkezeteket használunk, mint kenőolajok esetében.

Zsírzsószelence (Stauffer-zsírzsószelence) 26.11. ábra. Két részből áll, a kenési helyre becsavarozható alsó részből és a zsír tárolására alkalmas szelencéből. Időnként a szelencének az alsó részre történő rácsavarásával (meghúzásával) zsírt préselhetünk a siklófelületek közé. A meghúzáskor elérhető nyomás azonban elég kicsi, ezért előfordulhat, hogy üzemszünetek alkalmával a siklófelületek közé száradt zsírt nem tudjuk vele kisajtolni. Zsírzsószelence alkalmazásának hátránya ezenkívül a nagy helyszükséglete. A zsírzsószelence szabványos méreteit az MSZ 373 szabványban találjuk.

Zsírzóprés. Zsírzóprés vagy zsírzópisztoly alkalmazása esetén lényegesen nagyobb nyomással tudjuk bepréselni a kenőzsírt, mint a Stauffer-zsírzsószelencével. A kenendő helyre egy kis méretű zsírzógombot helyezünk, amely tulajdonképpen egy golyós visszacsapó szelep. A megtöltött zsírzóprésrel vagy pisztollyal időnként ezen keresztül nyomunk kenőzsírt a siklófelületek közé. Kenőzsír adagolásakor a zsírzópisztoly homorú csatlakozó részét a zsírzógomb domború csatlakozó részéhez nyomjuk, majd a dugattyút mozgatjuk. Zsírzóprés használata esetén a prés csatlakozó részének megfelelő peremes zsírzógombot használjuk, hogy a csatlakozó rész a gombra felerősíthető legyen.



26.11. ábra. Stauffer-zsírzsószelence

Az alkalmazott zsírzógombok méreteit az MSZ 374 szabványban találjuk.

Zsírzóprés alkalmazása esetén zsírkenés nehezen hozzáférhető helyeken is megvalósítható.

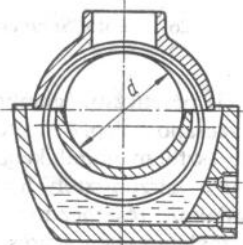
Kenőzsír alkalmazásakor a csapágyból kiszajtolódó zsír a tengelyen megtapadva megakadályozza a szennyező anyagok bejutását a csapágyba. Ez a zsírkenésnek nagy előnye.

Kenőolajbevezető szerkezetek. Folyékony kenőanyag alkalmazása esetén folytonosan és állandó térfogatáramlással kell a kenőanyagot a siklófelületek közé vezetni. Biztosítani kell lehetőség szerint a kenőolaj minél kevesebb veszteségét és minél kisebb szennyeződését.

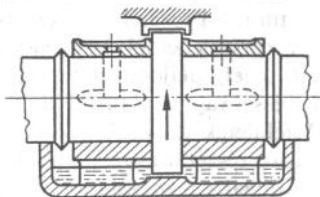
Kanócos olajozás. Kis szükséges olajmennyiség esetén a legegyszerűbb kenőolajbevezetési mód. A szelence közepén elhelyezett rézcső furatán átvezetett pamutból vagy gyapjúból készült kanóc szivornyahasárával szivattyúzza át az olajat a szelencéből a kenendő felületre.

Csepegtető olajozás. Kis olajszükséglet esetén biztos olajbevezetést ad a *Henry*-féle csepegtető olajozó. Az üvegből készült tartályból szabályozható túszelepen keresztül cseppekben kerül az olaj a kenendő felületre. A cső végén levő menetes kupak forgatásával a túszelep s ezzel együtt az olajmennyiség szabályozható. Üzemszünet esetén a felső fej lefordítható, s ilyenkor a rugó a túszelepet zárja.

Gyűrűs kenés. Zárt csapágyházban a folyadéksúrlódáshoz elegendő olajszállítást tudunk megvalósítani merev, ill. laza kenőgyűrű alkalmazásával. Laza kenőgyűrűs kenésnél (26.12. ábra) a ház alsó része olajtartályként van kiképezve. A csapnál nagyobb átmérőjű kenőgyűrű belső felületével gördül a forgó csapon, s mivel alul olajba merül a rátapadt kenőanyag egy részét a csap felületére hordja. A kenőgyűrű szabad mozgásához a házban, ill. a perselyben megfelelő üreget kell készíteni. A kenő-



26.12. ábra. Laza kenőgyűrűs kenés



26.13. ábra. Merev kenőgyűrűs kenés

gyűrű csak olyan mértékig merülhet az olajba, hogy mozgása kevésbé fékeződjön.

A szerelhetőség sok esetben megköveteli, hogy a laza kenőgyűrű osztott kivitelű legyen.

Merev kenőgyűrűs kenés elvi vázlata a 26.13. ábrán látható. Itt a kenőolajat a tengelyre mereven rögzített (vagy a tengelyre esztergált) gyűrű hordja fel. A gyűrűről a gyűrű profiljához simuló perem (pl. profilos lap) az olajat leválasztja és az olajvezető horonyba tereli.

Központi kenőberendezés. Több kenési hely kenőolaj ellátását általában központi kenőberendezéssel oldjuk meg. A kenőolajat megfelelő csővezetékrendszeren keresztül dugattyús szivattyúval vagy fogaskerék-szivattyúval nyomjuk a kenési helyekre.

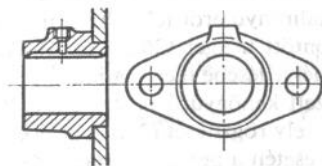
Ha egy szivattyúval több kenési helyre nyomunk olajat, fennáll annak a veszélye, hogy egyes helyeken vezetékudulás miatt a kenés kimarad.

Ezt a hátrányt a *Bosch*-féle központi olajozó szivattyú küszöböli ki. A *Bosch*-szivattyú ui. annyi kis dugattyús szivattyút egyesít, mint amennyi a kenési helyek száma, s így lényegében minden kenési helyhez külön szivattyú áll rendelkezésre.

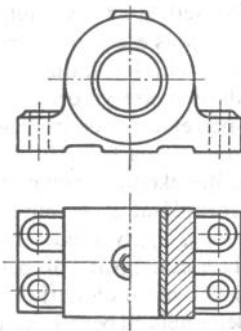
Egy központi olajozó berendezés a szivattyún kívül egyéb berendezéseket is magába foglal (olajtartály, olajszűrő, olajhűtő stb.).

Osztatlan csapágyak. A legegyszerűbb osztatlan hordozócsapágyak a lemezoldalra felerősíthető pajzscsapágyak (MSZ 942–945). Két felerősítőcsavaros megoldást a 26.14. ábrán láthatunk. Anyaga öntöttvas. Kis terhelések esetén persely nélkül, nagyobb terhelések esetén bronzpersellyel készül. A perselyt H8/s7-es illesztéssel rögzítjük a házba. A megengedettnél nagyobb kopás után a persely cserélhető.

Szintén egyszerű osztatlan csapágy az álló kivitelű szemcsapágy (26.15. ábra, MSZ 946–947).



26.14. ábra. Pajzscsapágy

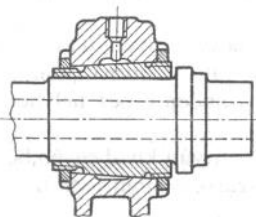


26.15. ábra. Szemcsapágy

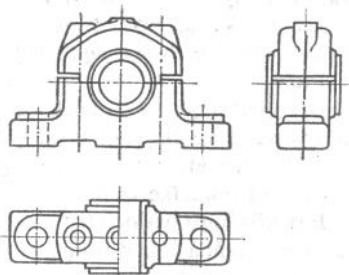
Pajzscsapágy és szemcsapágy esetében a ház anyaga Öv 15, a persely anyaga Vöt-5, indokolt esetben Bz-ö 12.

Szerszámgépek főorsóinak csapágyazásánál szintén használhatunk osztatlan kivitelű csapágyat. A pontos futási követelmény miatt ezeknél a csapágyaknál a csapágyjáték finoman állítható. A siklófelület lehet kúpos vagy hengeres. A megfelelő csapágyhézag kúpos siklófelület esetén a perselynek a tengelyhez viszonyított tengelyirányú elmozdításával, hengeres siklófelület esetén pedig a persely körszimmetrikus sugárirányú alakváltoztatásával állítható be.

Hengeres siklófelület esetén hasított vastagfalú perselyt is használhatunk kúpos furatba feszítve a 26.16. ábrán látható elvi megoldás szerint.



26.16. ábra. Főorsó szemcsapágy



26.17. ábra. Merevperselyű osztott csapágy

Osztott kivitelű csapágyak. Siklócsapágyaknál a szerelhetőség sok esetben megköveteli, hogy a csapágyat osztott kivitelben készítsük. Némely esetben az egyik félpersely el is hagyható (pl. vasúti kocsis csapágyánál). Más esetben a kopás utánállítás miatt a perselyt kettőnél több részből készítjük (pl. dugattyús gép főcsapágyához).

Merev perselyű osztott kivitelű csapágyak. A 26.17. ábra egyszerű, merev perselyű osztott csapágy szerkezetet mutat (MSZ 948–949 szerint). Az osztás síkja a terhelés irányára merőleges. A persely a házba lépcsőzetesen illeszkedik, hogy esetleges oldalirányú erőt felfoghasson. A persely elfordulását a persellyel együtt öntött henger (26.18. ábra) akadályozza meg, amely a fedél megfelelő mélyedésébe illeszkedik.

Ha a csapágyat középen elhelyezett kenőgyűrűvel kenjük, akkor a persely két végén oldhatjuk meg a persely rögzítését (26.19. ábra).

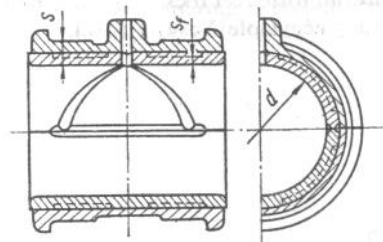
Bélés nélküli persely alkalmazása esetén a persely anyaga a terhelés nagysága szerint öntöttvas vagy bronz. Fehérfém bélés alkalmazása ese-

tén a csapágy persely kialakítását a 26.18. ábra mutatja. A bélés jó kötéséhez a perselybe fecskefarokszerű hornyokat készítünk. (Ez főleg öntöttvas és acélperselyek esetében szükséges, mert ezekhez a fehérfém kevésbé tapad). A bélés jobb kötése végett kiöntés előtt a persely belső felületét ónozzuk. (Az ónozást az esztergálás után kis időn belül végezzük, hogy a persely oxidálódását megakadályozzuk.)

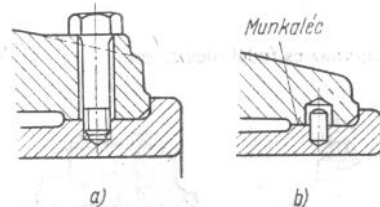
Bélés nélküli bronzpersely ajánlott vastagsága:

$$s = 0,04d + 4 \text{ mm.}$$

Bélés nélküli öntöttvas persely ennél valamivel vastagabb lehet.



26.18. ábra. Bélésvárral kiöntött persely



26.19. ábra. Perselybiztosítás
a) csavarral; b) hengeres szeggel

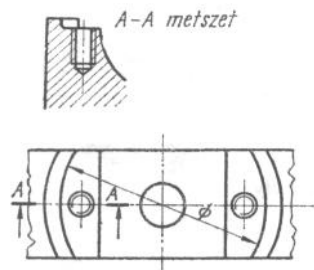
A fehérfém béléssel ellátott persely összvastagsága általában:

bronzperselyhez	$s = 0,05d + 5 \text{ mm,}$
acélperselyhez	$s = 0,07d + 7 \text{ mm,}$
öntöttvas perselyhez	$s = 0,08d + 8 \text{ mm.}$

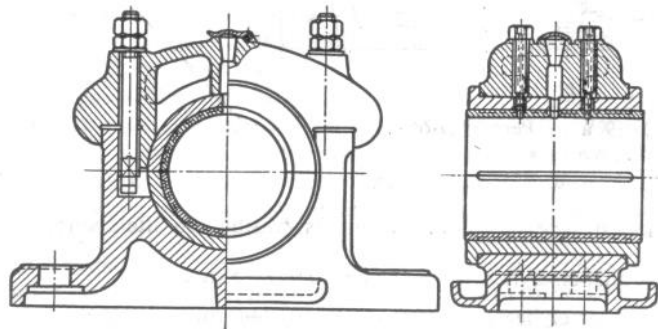
A fehérfém belés ajánlott vastagsága:

bronzperselyhez	$s_f = 0,012d + 1,5 \text{ mm}$,
acél- és öntöttvas perselyhez	$s_f = 0,015d + 2 \text{ mm}$,
motorcsapágyakhoz (acélperselyben fecske- farok rögzítés nélkül)	$s_f = 0,008d + 0,5 \text{ mm}$.

A csapágyfedél a csapágytalpához ívelt vagy egyenes lépcsővel illeszkedik (26.20. ábra). Az egyenes lépcső megmunkálása gyalulással vagy marással, az ívelt lépcsőé pedig esztergálással történik. A fedél és a talp összeerősítése a talp kiképzése szerint történhet töcsavarokkal, kalapácsfejú csavarokkal (26.21. ábra), vagy négylapfejű csavarokkal.



26.20. ábra. Ívelt lépcső csapágyház és fedél illesztésére



26.21. ábra. Dugattyúsgép főcsapágya

A csapágyfedél a csapágyterhelésből terhelést általában nem kap, ezért méreteit szilárdsági számításokkal nem tudjuk meghatározni. A talp és a fedél a persely körül egy zárt keretet alkot, amelynek merevnek kell lenni. Ezért a fedelet annak ellenére, hogy a csaptól terhelést nem kap, vékonyra sohasem készítjük. A jó természetes hűtés szempontjából szintén előnyös, ha a fedél megfelelő kialakításával növelni tudjuk a ház tömegét és hűtőfelületét.

A 26.21. ábrán látható karosfedelű csapágyat olyan esetben használjuk, ha a csapágy a lefelé ható terhelés mellett oldalirányú erőt is kap (pl. dugattyús gépek csapágya). Az U alakú csapágytörzset a fedél karomszerűen fogja közre, ezzel az oldalirányú merevsége nagyobb, mint egyéb csapágyaké. A kenőolajat a perselyt rögzítő csavarokon át vezetjük be. A központi kenés kimaradása esetén a középső nyíláson kiegészítő kenést valósíthatunk meg.

27. Gördülőcsapágyak méretezése

A gördülőcsapágyak jelölése, főméretei és tűrései. A gördülőcsapágyak azonosítására — a széles körű elterjedés és sokféleség miatt — több okból — rendelés, tárolás stb. — szükségessé vált valamilyen jelrendszer kialakítása. Többféle jelölési rendszer alakult ki. Közülük a legelterjedtebbek közé tartozik és nálunk is használt az ún. európai rendszer.

Ebben a rendszerben a csapágy jeléből vagy ahogy általánosabban nevezik a gyakorlatban, a csapágy számából következtetni lehet a palást-átmérőre és a szélességre, és tudni lehet a csapágy kialakítását, valamint a furatátmérő méretét.

A csapágyjelek normál kivitelű csapágyakat jelölnek, amelyekkel az általános ágyazási feladatok megoldhatók.

A csapágyak sorozatban gyártott csereszabatos gépelemek. E miatt szükségszerű volt a fő méretek szabványosítása. Ezt eleinte a csapágygyártók végezték, majd — a nemzetközi munkamegosztás fejlődésének hatására — a nemzetközi szabványszervezet (ISO) ajánlásait fogadták el. Az ajánlások szerint minden furatmérethez hét palástátmérő-méret közül lehet választani, és ezek mindegyikéhez két szélességi méret van. Mind a palástátmérő, mind a szélességméret mindegyikét egy-egy szám — sorozatjel — jellemzi.

Az így kialakítható fő méreteket (27.1. ábra) táblázatokba, az ún. fő mérettáblázatokba foglalták össze.

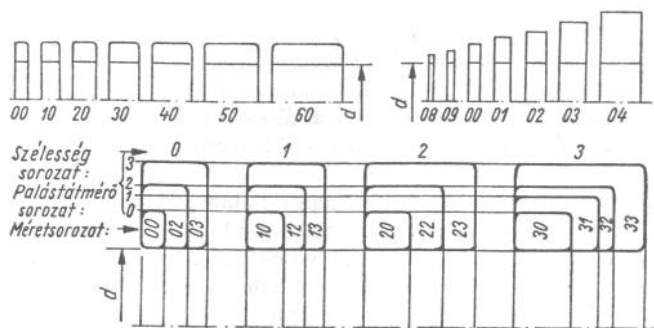
A gördülőcsapágyak fő méreteihez hasonlóan az ezekre vonatkozó tűrések is nemzetközileg (ISO) szabványosítottak.

Az edzett csapágygyűrűk, különösen a vékonyfalú gyűrűk alakja, bizonyos mértékig az utolsó megmunkálási műveletek közben, sőt még a végső ellenőrzés után is változhat. Vékonyfalú gyűrűk esetén ennek nincs különösebb jelentősége, mert a furat vagy a palást kerülete ilyenkor is változatlan marad, és a kellő pontossággal készült tengelycsapra, ill. fészekbe szerelt gyűrű újra felveszi pontos alakját. Vastagfalú gyűrűnél már hátrányos lehet, ha a gyűrűk alakhibája bizonyos mértéket túlhalad. Ezért a radiális csapágyak tűréstáblázatában — vékonyfalú sorozatok

kivételével — a középátmérő tűrésértékén kívül adott a megengedhető legkisebb és legnagyobb átmérők értéke is. A középátmérő a legkisebb és legnagyobb átmérő számtani középértéke. A normálcsapágyakra vonatkozó tűrések és futáspontossági értékek az MSZ 7980-ban találhatóak.

Szélesség sorozat: 0-6
Palástátmérő sorozat: 0

Szélesség sorozat: 0
Palástátmérő sorozat: 8-4



27.1. ábra. Gördülőcsapágy főméretek

Fokozott pontosságú csapágyak. Igényes ágyazások kialakításakor — pl. szerszám gép-főorsók, nagy fordulatú tengelyek stb. — a normál pontosságú csapágyak már nem megfelelőek. Ilyen célokra az ún. fokozott pontosságú csapágyakat alkalmazzák, ill. gyártják, amit P6, P5 és P4 jellel jelölnek. A fokozott pontosság jelét a csapágyjel után kell feltüntetni pl. 6204 P6, 7205 P5 stb.

A csapágyak hézaga. A gördülőcsapágy sugárirányú (radiális) hézaga az egyik gyűrűnek a másik gyűrűhöz viszonyított sugárirányú elmozdulása az egyik szélső helyzettől a másikig anélkül, hogy a gyűrűkön és a gördülőttesteken az érintkezés következtében deformáció jönne létre.

A gördülőcsapágy tengelyirányú (axiális) csapágyhézaga az egyik gyűrűnek a másik gyűrűhöz viszonyított tengelyirányú elmozdulása az egyik szélső helyzettől a másikig anélkül, hogy a gyűrűkön és gördülőttesteken az érintkezés következtében deformáció jönne létre.

Vannak olyan csapágyfajták, amelyeknél szereletlen állapotban csapágyhézagról egyáltalán nem lehet beszélni. Így az egysorú, ferde hatásvonalú, a kúpgörgős és az axiális csapágyak esetében a csapágyhézag fogalmának csak beépített állapotban van értelme.

A radiális csapágy működését elsősorban a sugárirányú hézag befolyásolja, ezért a különböző katalógusok és nemzetközi ajánlások csak a sugárirányú hézagértékeket közlik. A közölt értékek az ún. gyártási hézagértékek.

A csapágy gyártási hézagértékét csökkenti a szorosan illesztett csapágygyűrű méretváltozása, valamint az, hogy üzem közben legtöbbször a külsőgyűrű hőelvezetése kedvezőbb, és emiatt a külső- és belsőgyűrű között hőmérsékletkülönbség van. Az így kialakult hézagot nevezik üzemi hézagnak.

A kúpos furatú csapágyak — a kis méretek kivételével — kissé nagyobb gyártási hézagúak, mint a hengeres furatúak. A kúposítás következtében ugyanis a belsőgyűrű falvastagsága csökken, ezért a hengeres furatúval azonos szorosságú illesztés a kúpos furatú csapágnál a belsőgyűrű kissé nagyobb tágulásával jár, így a hézagsökkenés is nagyobb lesz.

Általában a csapágyak olyan gyártási hézaggal készülnek, hogy az egyik gyűrű szoros illesztéssel való beépítése után, átlagos üzemviszonyok esetén, a legkedvezőbb üzemi hézag alakuljon ki.

Általános tapasztalat, hogy a golyóscsapágyak legkedvezőbb sugárirányú csapághézagja üzem közben a nullához közeli érték, sőt rendszert kis előfeszítés sem káros. Görgőscsapágyaknál viszont — amelyek nehezebb üzemviszonyok között működnek — a csapágy kifogástalan működéséhez mindig szükséges egy bizonyos mértékű csapághézag.

Különleges esetekben szükséges a szokásostól eltérő csapágy alkalmazása. A különböző feladatok megoldásához a szokásosnál kisebb és a szokásosnál nagyobb hézagú csapágyakat is készítenek.

A szokásosnál kisebb hézagot viszonylag ritkán alkalmazzák. Általános pl. szerszámgép-főorsónál a pontossági és a merevségi igény miatt.

A szokásosnál nagyobb hézag olyan esetekben szükséges, amikor az üzemviszonyok miatt valamelyik gyűrűnél különlegesen szoros illesztést kell alkalmazni, esetleg mindkét gyűrűt szorosan kell illeszteni, vagy ha rossz hővezetési viszonyok mellett üzem közben a belsőgyűrű hőtágulása sokkal nagyobb mint a külsőgyűrűé.

Néhány példa a szokásosnál nagyobb hézag alkalmazására:

A vasúti ágytokcsapágyak belsőgyűrűinek, igen szoros illesztésük van, és a házakat a levegőáram erősen hűti.

Vasúti villamos motoroknál a tengelycsapok jobban melegszenek, mint a jól hűtött csapágházak, azonkívül a terhelés irányváltozásai miatt általában a belső- és külsőgyűrű is szoros illesztésű.

A papírgyártógépek szárítóhengerénél az üreges tengelycsapokon keresztül áramló gőz erősen felmelegíti a tengelycsapot és a belsőgyűrűt.

Azokban az esetekben, amikor a tengely vezeti a hőt — pl. füstgáz-elszívó ventilátoroknál —, nehéz a hőeloszlást és a szükséges csapághézagot előre helyesen meghatározni. Mivel mind a túl nagy, mind a túl kicsi üzemi csapághézag hátrányos, előnyösebb a hűtést a hőforrás és a csapágy között elhelyezni, hogy a csapágyon belüli hőmérsékletkülönbség a lehető legkisebb legyen. Füstgázelszívó ventilátornál ezt pl. a csapágy és a lapátkerék közé helyezett hűtőtárcsával érhetjük el. Ezáltal a szokásos vagy a szokásosnál csak kissé nagyobb hézagú csapágy alkalmazása szükséges, azonkívül nincs meg annak a veszélye, hogy a kenőanyag erős felmelegedése miatt csökken a kenőképessége.

Minden esetben a legkedvezőbb üzemi hézag biztosítása a cél, ha tehát fokozott hézagsökkentő hatásokkal számolhatunk, akkor ennek ellensúlyozására a szokásosnál nagyobb hézagot kell választani.

A szokásostól eltérő hézagokat C betűvel és egy számmal jelölik.

A következő jelölések a szabványosak:

C1 csapághézagja kisebb, mint C2;

C2 csapághézagja kisebb, mint a szokásos — normál csapághézag (nincs jelölése);

C3 csapághézagja nagyobb, mint a szokásos;

C4 csapághézagja nagyobb, mint C3;

C5 csapághézagja nagyobb, mint C4.

A hézagjelet a csapágszám után kell írni.: 22216 C3. Előfordul, hogy a csapágyra egyidejűleg futáspontossági előírást és a szokásostól eltérő hézagelőírást is szükséges adni. Ilyenkor a hézagjelből a C betű elmarad, a számjel pedig a pontossági jelhez csatlakozik. Pl. P6 pontosságú, C3 hézagú mélyhornyú golyóscsapágy jele: 6206 P63.

A gördülőcsapágyaknál megengedhető szögeltérés. A gördülőcsapágyak szerkezeti kialakításuk — és esetenként a sugárirányú hézag — függvényében képesek a csatlakozórészek beállításából, megmunkálásából vagy deformációjából eredő bizonyos mértékű egytengelyűségi hibák felvételére anélkül, hogy az üzemeltetésüket károsan befolyásolná. Az egytengelyűségi hibák a külső- és a belsőgyűrű homloksíkjainak egymáshoz viszonyított elfordulását okozzák. A megengedhető elfordulást fokban, ill. percben szokták megadni. Az általánosan használt csapágytípusokra a megengedhető szögeltérésértékek a 27.1. táblázatban találhatóak.

Kosárszerkezetek. A gördülőcsapágy kosara az erőátvitelben nem vesz részt. Fő feladata a gördülőtestek közötti távolság biztosítása. Kosár hiányában a gördülőtestek között csúszás lépne fel, ami különösen nagy fordulatszámoknál gyors kopást okozna. Sok csapágyfajtánál a

27.1. táblázat

Megengedhető szögeltérések

A csapágytípus	A megengedhető szögeltérés
Beálló radiális görgős- és golyóscsapágy	2°
Beálló axiális görgős csapágy	1° 30'
Mélyhornyú radiális golyóscsapágy	8'...16'
Hengergörgős csapágyak közül az NU, NJ 10, 2, 3 és 4 sorozatok	4'
Széles hengergörgős, tügörgős, kúpgörgős és ferde hatásvonalú golyóscsapágyak	2'

kosár tartja együtt a gördülőtesteket be- és kiszerezéskor (pl. tügörgős és kúpgörgős csapágyaknál).

A csapágyakban alkalmazott kosárszerkezet általános üzemi feltételek mellett biztosítja a csapágy kielégítő működését.

Sok csapágytípusnál — mint a mélyhornyú golyóscsapágyaknál, beálló golyóscsapágyaknál, hengergörgős és kúpgörgős csapágyaknál — a kosár acéllemezből készül préseléssel, a nagy méretek kivételével. Ez a kosártípus könnyű és alakja olyan, hogy a kenőanyag könnyen bejuthat a csapágy működő felületeire. A kisméretű mélyhornyú golyóscsapágyak és a növelt alapterhelésű beálló görgős csapágyak kosáranyaga általában préselt sárgarézlemez. A csapágy méretének, szerkezetének és igénybevételének megfelelően készítenek tömör kosarakat is bronzból, acélból vagy különleges öntvényből. Kivételes esetben igen nagy fordulatszámú, vagy ha a csapágy összetett mozgásokat végez, célszerű, sőt szükséges lehet különleges anyagú és szerkezetű kosár alkalmazása.

Az egyes csapágytípusokhoz általánosan használt kosárszerkezeteknek nincs külön jelölésük. A különleges kosárszerkezet jelölésére betűket használnak, ami utal a kosár kialakítására és anyagára.

A leggyakrabban előforduló betűjelek:

J	acéllemezből préselt kosár;
Y	sárgarézlemezéből préselt kosár;
M	sárgaréz tömör kosár;
F	acélból vagy különleges öntöttvasból készült tömör kosár;
L	könnyűfémből készült tömör kosár;
T	vászonbetétes műanyag tömör kosár
TN	nylon-kosár.

A kosár szerkezetére és anyagára utaló betűjelet a csapágyszám után kell írni. Gyakorlati alkalmazására példa: NU 310 M, 22218 F, 7202 T stb. Bizonyos üzemeltetési körülmények esetén előnyös, ha a tömör kosarat valamelyik csapágygyűrű vezeti. Ilyenkor a tömör kosár jele mellé még egy A vagy B betűt is írnak. Az előbbi a külsőgyűrűn, az utóbbi a belsőgyűrűn végzett vezetést jelzi. Pl. MA a külsőgyűrűn vezetett, MB a belsőgyűrűn vezetett sárgaréz tömör kosarat jelent. Kis fordulatszám és nagy terhelés esetén előfordul, hogy az alapterhelés növelésére kosár nélküli csapágyat alkalmaznak, ami lehetővé teszi a gördülőtestek számának növelését. Jele: V. Elsősorban henger- és tügörgős csapágyaknál fordul elő, pl. NU 204 V, NA 4908 V stb. Alkalmazásuk előtt célszerű a csapágygyárak vevőszolgálatának vagy képviselőinek véleményét kérni.

A 27.2. táblázat ad tájékoztatást arról, hogy a különböző típusú és jelű csapágyaknál milyen a szokásos kosárszerkezet.

A csapágyfajta kiválasztása. A gépszerkesztőnek bőséges választék áll rendelkezésére a különféle csapágyfajtákból, és ezeken belül a különféle csapágyméretek közül. Közülük ki kell választani azt a csapágyat, amely adott esetben a követelményeknek megfelelő és a leggazdaságosabb megoldást adja.

Azok a tényezők, amelyek a csapágyfajta kiválasztását befolyásolják, olyan sokfélék, hogy erre vonatkozólag nem lehet általános érvényű szabályt megjelölni. Az alább felsorolt szempontok azonban hasznos útmutatást adnak.

Kisméretű csapágyazásokhoz rendszerint golyóscsapágyat használunk. A kisméretű golyóscsapágyak teherbírása alig valamivel kisebb, mint a hasonló méretű görgős csapágyaké. A golyóscsapágy emellett karbantartás tekintetében igénytelenebb, mint a görgős csapágy.

Nagy terhelésekre kizárólag görgős csapágy alkalmas. Lökésszerű terhelések esetén még kisebb méretekben is előnyösebb görgős csapágyat használni.

Az egyes csapágyfajták röviden a következőkkel jellemezhetők:

Mélyhornyú radiális golyóscsapágy: elsősorban sugárirányú terhelések felvételére alkalmas, de egyidejűleg tengelyirányban is terhelhető. Megengedhető szögeltérés 8...16', a hézagértéktől függően.

Ferde hatásvonalú radiális golyóscsapágy: sugár- és tengelyirányú terhelések felvételére alkalmas. Tengelyirányú terhelhetősége lényegesen kedvezőbb, mint a mélyhornyú golyóscsapágyé. Általában párosan alkalmazzák. Megengedhető szögeltérés 2'.

Szokásos kosárszerkezetek

Csapágy-típus	Acél- vagy sárgaréz lemezkosár	Tömör kosár	Csapágy-típus	Acél- vagy sárgaréz lemezkosár	Tömör kosár
	Csapágyjel			Csapágyjel	
Mélyhornyú golyóscsapályák	607-609 623-629 634-635 16002-16012 6000-6030 6200-6230 6300-6324 6403-6418	6032-6040 6232-6240 6326-6330	Hengergörgős csapályák	NU, NJ, N ^a 204-226 304-324 405-416 NU, NJ 2205-2224 2305-2320	NU, NJ, N 228-252 326-340 417-430 NU, NJ 2226-2330 2322-2330
Beálló golyóscsapályák	135, 126, 127 108, 129 1200-1222 2200-2217 1300-1320 2301-2313	1224-1230 2218-2222 1321-1322 2314-2318	Kuppgörgős csapályák	30203-30230 32206-32228 30302-30324 31305-31318 32303-32320	32230 32321-32324
Ferdé hatásomlú golyóscsapályák	7202B-4218B 7303B-7315B 3200-3215 3302-3313	7219B-7222B 7316B-7322B 3216-3220 3314-3318	Axiális golyóscsapályák	51100-51128 51200-51228 51305-51320 51405-51415 53200-53220 53305-53320 53405-53415 52202-52220	51130-51172 51230-51272 51322-51330 51416-51420 53416-53420
Beálló görgőscsapályák	¹ 23024C-23060C 24024C-24076C 23120C-23156C 24122C-24160C 22205C-22244C 23218C-23248C 21304-21322 22308C-22340C	23944-239/950 23064CA-230/500CA 24080CA-240/500CA 23160CA-231/500CA 24164CA-24192CA 22248-22264 23252CA-23264CA 22344-22356		beálló görgős csapályák	² 52305-52320 52405-52415 54202-54220 54305-54320 54405-54415
				³ 29322-29340 29412-29432	29240-292/500 29344-293/500 29434-294/500

Megjegyzés:

¹ a C típusú beálló görgőscsapályák kosarát a belsőgyűrű vezeti. Szerkezeti kialakítása a tömör kosarakkal teszi egyenértékűvé.

² Az E jelű hengergörgős csapágyoszorozatok lemezkosárral készülnek.

³ A csapágyoszorozat kis méretei a jövőben fokozatosan préselt lemezkosárral készülnek és B kiegészítő jellel kerülnek forgalomba.

Beálló radiális golyóscsapályák: főleg sugárirányú terhelések felvételére alkalmas. Tengelyirányú terhelhetősége viszonylag kicsi. Megengedhető szögeltérés 2°, ezért egymástól független csapágyházak, ill. nagyobb lehajlású tengely esetében alkalmazható előnyösen.

Beálló radiális görgőscsapályák: a beálló golyóscsapágnál említettek érvényesek, azzal a kiegészítéssel, hogy alapterhelésük igen nagy. Emiatt mindenütt előfordulnak, ahol nagy terhelés van, függetlenül attól, hogy a beállítás szükséges-e vagy sem.

Radiális hengergörgős csapályák: egyes változatai csak sugárirányban terhelhetők. Az NI, NUP kivételük kisebb mértékű tengelyirányú terhelés felvételére is alkalmasak. Szétszedhetőségük miatt beépítésük egyszerűbb. Megengedhető szögeltérés 2...4'.

Radiális tűgörgős csapályák: csak radiális terhelések felvételére alkalmas. Kis helyigénye és viszonylag nagy terhelhetősége miatt felhasználási területe egyre bővül. Megengedhető szögeltérés 2'.

Radiális kúpgörgős csapályák: jelentős sugár- és tengelyirányú terhelések felvételére alkalmas. Általában párosan alkalmazzák. Megengedhető szögeltérés 2'.

Axiális golyóscsapályák: csak tengelyirányú terhelések felvételére alkalmas. Egyfeléható és kétfeléható kivitelben készül.

Beálló axiális görgőscsapályák: igen nagy tengelyirányú terhelések felvételére alkalmas. Sugárirányú terhelés felvételére is alkalmas, ha az nem nagyobb, mint a tengelyirányú terhelés 55%-a. Aszimmetrikus vagy szimmetrikus görgőkkel készül. Megengedhető szögeltérés 1°30'.

Axiális tűgörgős csapályák: csak axiális terhelés felvételére alkalmas. Helyigénye kicsi, terhelhetősége viszonylag nagy.

Az eddig ismertetett jellemzőkön kívül a csapágyfajta kiválasztását sok egyéb szempont is befolyásolja, pl. a szerszámgepeknél fontos az, hogy a csapályákban keletkező rugalmas alakváltozások ne haladjanak túl egy bizonyos mértéket. Sok esetben fontos szempont lehet, hogy a csapályák ne akadályozza a többi alkatrész gyors szétszerelését. E követelmények csak a csapályázás célszerű átgondolt kialakításával valósíthatók meg.

Az adott feltételeket kielégítő csapágyfajta kiválasztása után végezhető az élettartamigénynek megfelelő méretű csapályák kiválasztása, a csapályák élettartam számítása (mérétezése) alapján.

A gördülőcsapágyak méretezése. Megfelelő méretezéssel biztosítható, hogy a beépítésre kerülő gördülőcsapágy megfeleljen az előre megválasztott élettartamnak.

A csapágy L élettartamán az ismétlődő igénybevételek következtében előálló anyagkifáradásig megtett millió fordulatok számát — vagy állandó n fordulatszámnál az eddig elért L_h üzemórak számát — értjük. Az egyetlen olyan ok ugyanis, amely miatt a gördülőcsapágy idővel tönkremegy, és amelyet nem áll módunkban kiküszöbölni, az anyag kifáradása. Ez a gördülőelemeken vagy a futópályákon mutatkozó hámlás vagy kipattogzás (pitting) formájában jelentkezik.

Sok csapágy megy tönkre egyéb okok miatt is — hibás szerelés vagy nem megfelelő kenőanyag használata, rossz tömítés miatti szennyeződések, hibásan választott illesztések stb. —, de az ilyen idő előtti elhasználódás feltétlenül elkerülhető a megfelelő szerkesztési, beépítési és karbantartási előírások betartásával.

Az élettartam-kísérletek tanulsága szerint azonban az azonos anyagból készült, azonos típusú és méretű csapágyak élettartama sem egyforma még azonos üzemviszonyok között sem. Ezért szükség volt a névleges élettartam fogalmának bevezetésére és ennek egyértelmű meghatározására.

Névleges élettartam az az élettartam, amelyet nagyszámú, azonos típusú és méretű, azonos körülmények között üzemelő gördülőcsapágyak 90%-a elér, ill. túllép. A számított névleges élettartamot a csapágyak nagy része jelentékenyen túlhaladja, sőt az összes csapágyak fele eléri a névleges élettartam ötszörösét is.

A névleges élettartam kiszámításához a következő adatok ismerete szükséges:

- dinamikus alapterhelés (értéke a mérettáblázatokban);
- statikus alapterhelés (értéke a mérettáblázatokban);
- magas üzemi hőmérséklet hatása az alapterhelésre;
- határfordulatszám (értéke a mérettáblázatokban);
- a csapágyra ható terhelés(ek);
- az egyenértékű terhelés.

Dinamikus alapterhelés. C dinamikus alapterhelésnek azt az egyenletesen ható, állandó terhelést nevezzük — ami radiális csapágnál sugárirányban, axiális csapágnál tengelyirányban és a tengely középvonalában hat —, amelynek hatására a csapágy névleges élettartama egymillió fordulat. A C értékét a katalógusok mint alapterhelést adják meg.

Statikus alapterhelés. A C_0 statikus alapterhelés a csapágy méreteiből és szilárdsági állandóiból kiszámított érték, amely főleg az álló hely-

zetben terhelt vagy lassan forgó csapágnál ad tájékoztatást a csapágy terhelhetőségére. A C_0 értékét a katalógusok mint határterhelést adják meg.

A statikus alapterhelés az a — radiális csapágnál sugárirányban, tárcsás csapágnál tengelyirányban ható — terhelés, amelynek hatására a csapágy legjobban terhelt gördülőtestre és a csapágygyűrű érintkezési helyén az együttes maradó alakváltozás a gördülőtest átmérőjének tíz-zred része.

A nagy hőmérséklet hatása. Ha a csapágy nagy hőmérsékleten üzemel, teherbírása kisebb, mert az acél keménysége a hőmérséklet emelkedésével csökken. A teherbírás százalékos csökkenését különböző üzemi hőmérsékletek mellett a következő táblázat mutatja:

Csapághőmérséklet °C	125	150	175	200	225	250
Teherbírás-csökkenés, %	5	10	15	25	35	40

Megjegyzendő, hogy a teherbírásnak ez a csökkenése végleges, mert az anyag a nagyobb hőmérséklet elérése után, többé annak csökkenésekor sem veszi fel eredeti keménységét.

Magas hőmérsékleten üzemben tartott csapágyak esetében különlegesen hőkezelt csapágygyűrűk alkalmazása szükséges, mert csak így biztosítható a csapágméreték változatlansága.

Határfordulatszám. Az a legnagyobb fordulatszám, amellyel a csapágy az általános üzemi körülmények között járatható anélkül, hogy a névleges élettartama megrövidülne.

A csapágy megengedett legnagyobb fordulatszáma a terhelés mértékétől, a kenési és hűtési viszonyoktól és egyéb tényezőktől függ.

Ezért azt a fordulatszámot, amelynél a csapágy még üzemben tartható, nem lehet pontosan meghatározni. Az atlasz mérettáblázataiban megadott legnagyobb fordulatszám, a határfordulatszám abban az esetben érvényes, ha a csapágyterhelés aránylag kicsi, és a kenés az üzemi viszonyokhoz alkalmazkodó. Beálló radiális görgőcsapágyakra a megadott érték azzal a feltétellel érvényes, hogy a terhelés főleg radiális irányú. Túlnyomóan axiális terhelés esetén a csapágyak fordulatszáma csupán a megadott érték 2/3-a lehet.

Ha a csapágy fordulatszáma nagyobb mint a táblázatban megadott érték, akkor megfelelő hűtésről kell gondoskodni. Gyakran különleges kosárszerkezetű vagy fokozott futáspontosságú csapágy beépítése szük-

séges. Esetenként célszerű a gyártó cégek képviselőjének vagy vevőszolgálatának tanácsait kérni.

A csapágyra ható terhelések és az egyenértékű terhelés meghatározása. A gördülőcsapágyra ható terhelés értékét a tengely által továbbított teljesítményből, súlyerőkből, fognyomásból, szíjhúzásból, vágóerőből stb. lehet meghatározni a csapágy erőközpontjára vonatkoztatva. (Az egysorú, ferde hatásvonalú csapágyak kivételével az erőközpont azonos a csapágy középpontjával).

A számításkor általában bizonyos többletterheléseket nem lehet pontosan meghatározni. Ilyen többletterhelést okozhat pl. a gép egyenetlen járása, kiegyensúlyozatlansága stb. Ezeket a terheléseket úgy vesszük figyelembe, hogy a gyakorlati tapasztalatban kialakult üzemi, ill. terhelési tényezővel szorozzuk a számított terhelés értékét.

Egyenletes (lökésmentes) üzemi forgógépeknél villamos

gépek, turbókompresszorok, forgókemencék	$f_u = 1,0 \dots 1,2$
Dugattyús gépeknél az egyenlőtlenségi fok szerint	$f_u = 1,2 \dots 1,5$
Olyan gépeknél, ahol a csapágyak erős lökéseknek vannak kitéve, hengerművek stb.	$f_u = 1,5 \dots 3$

A fogaskerék hajtásoknál a fogazási pontatlanságok miatt a fognyomásból számított csapágyterhelést a következő tényezővel kell szorozni:

Precíziós fogaskeréknél (osztás és profilhibák 0,02 mm-nél kisebbek)	$f_k = 1,05 \dots 1,1$
közönséges fogaskerekeknél (osztás és profilhibák 0,02...0,1 mm között)	$f_k = 1,1 \dots 1,3$

Ha egyidejűleg több tényező figyelembevétele szükséges, akkor a vonatkozó tényezők szorzatával kell növelni a számított terhelést.

Szíjhajtásnál a szíjhúzás által okozott terheléstöbblet szintén egy f_T tényezővel fejezhető ki, amellyel a számítással megállapított T kerületi erőt megszorozzuk. Az f_T tényező értékei:

ékszj	$f_T = 2 \dots 2,5$;
egyszerű bőrszj feszítőgörgővel	$f_T = 2,5 \dots 3$;
egyszerű bőr- vagy gumiszj	$f_T = 4 \dots 5$.

Az így meghatározott terhelést — amennyiben az időben állandó és radiális csapágyánál sugárirányú, ill. axiális csapágyánál tengelyirányú — fel lehet használni az élettartam számításához. Ellenkező esetben nem, mert a C dinamikus alapterhelés egyirányú, állandó erő, amelyhez az élettartamszámítási összefüggésben csak ugyanilyen terheléseket lehet hasonlítani. Éppen ezért a többirányú, lüktető vagy dinamikus hatások

miatt változó valóságos terheléseket képzeletbeli állandó, egyirányú erővel, egyenértékű terheléssel kell helyettesíteni, amely a csapágy valódi terhelési és forgási körülményeinek megfelelő élettartamot biztosít.

P egyenértékű terhelés meghatározása:

Egyidejűleg ható, egyenletes, radiális és axiális terhelés esetén

Radiális csapágyak egyenértékű terhelése

Radiális csapágyra az egyenértékű terhelés értéke $P = XVF_r + YF_a$, ahol F_r a terhelés radiális összetevője;
 F_a a terhelés axiális összetevője;
 X a csapágy radiális tényezője;
 Y a csapágy axiális tényezője;
 V a csapágy forgási tényezője.

Ha a belső gyűrű a terhelés irányához képest forog, $V = 1$ minden csapágytípusra.

Ha a belső gyűrű áll a terhelés irányához viszonyítva, akkor egyes csapágytípusoknál V valamivel nagyobb 1-nél, az eltérés a csapágyakhoz használt anyag minőségétől függ. A csapágygyárak 1 és 1,25 közé eső értékét javasolnak.

X és Y értékeit a csapágméret-táblázatoknál levő kis táblázatban találhatjuk meg.

A hengergörgős és egysorú, ferde hatásvonalú csapágyak egyenértékű terhelésének kiszámításával kapcsolatban a következőket kell megemlíteni:

A hengergörgős csapágyak általában nem terhelhetők axiális erővel, tehát itt $P = F_r$. Olyan hengergörgős csapágy, melynél mind a külső-, mind a belső gyűrű el van látva vezetőperemekkel, mérsékelt axiális erővel terhelhető. A megengedhető axiális terhelés kiszámítását azonban célszerű szakemberekre bízni.

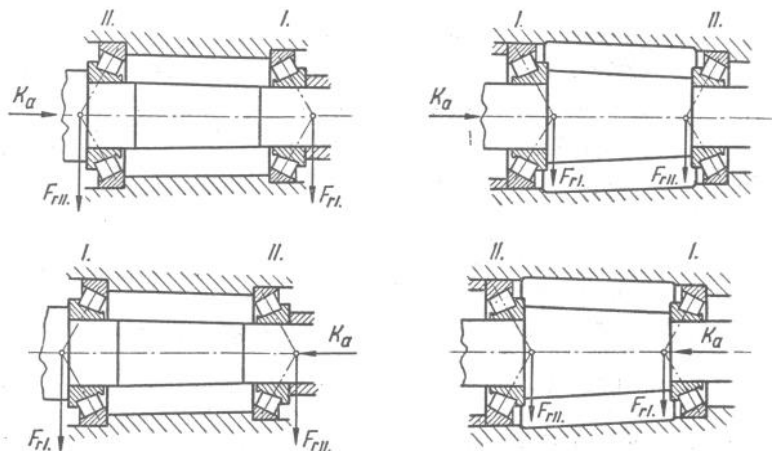
A radiális kúpgörgős és egysorú, ferde hatásvonalú radiális golyós csapágyak esetében a csapágyra ható F_r radiális erőből egy F_a axiális erő is keletkezik, melyet számításkor figyelembe kell venni. Ezeket a csapágyakat rendszerint párosával, egymással szembe fordítva, minimális csapágyhézaggal építik be. Ilyen elrendezés mellett az egyik csapágy radiális terheléséből származó axiális erőt a másik csapágy veszi fel és megfordítva. A tengelyt ezenkívül K_a axiális erő is terhelheti.

Az egyenértékű terhelés értéke

az I. sz. csapágyánál $P_I = X_I F_{rI} + Y_I F_{aI}$;

a II. sz. csapágyánál $P_{II} = X_{II} F_{rII} + Y_{II} F_{aII}$.

Egyenértékű terhelésszámítás ferdehatásvonalú csapágyaknál



	Feltételek	Axiális csapágyterhelések
1	$\frac{F_{rI}}{Y_I} \frac{F_{rII}}{Y_{II}}$ $K_a \cong 0$	$F_{aI} = \frac{0,5F_{rI}}{Y_I}$
2	$\frac{F_{rI}}{Y_I} < \frac{F_{rII}}{Y_{II}}$ $K_a \cong 0,5 \left(\frac{F_{rII}}{Y_{II}} - \frac{F_{rI}}{Y_I} \right)$	$F_{aI} \text{ és } F_{aII} \text{ kiszámításához az } Y_I \text{ és } Y_{II} \text{ tényezők értékét a megfelelő kis táblázatból, az } (F_a/F_r) > e \text{ rovatból kell venni. A képletek } K_a = 0 \text{ esetére is érvényesek}$
3	$\frac{F_{rI}}{Y_I} < \frac{F_{rII}}{Y_{II}}$ $K_a \cong 0,5 \left(\frac{F_{rII}}{Y_{II}} - \frac{F_{rI}}{Y_I} \right)$	$F_{aI} = F_{aII} - K_a$ $F_{aII} = \frac{0,5F_{rII}}{Y_{II}}$

Az egyenértékű terhelés megállapításához számításba veendő axiális erőket (27.3. táblázat) (F_{aI} és F_{aII}) az ábrák alatt levő táblázat értelmében határozzuk meg. Az ábrákon is látható, hogy a radiális erők a csapágy erőközpontjaiban hatnak, melynek helyzetét a mérettáblázatokban található a méret határozza meg.

Axiális csapágyak egyenértékű terhelése

1. Az axiális golyóscsapágyak nem terhelhetők radiális erőkkel, tehát

$$P = F_a.$$

2. A beálló axiális görgőscsapágy radiális erőkkel is terhelhető, de ennek értéke nem lehet több, mint az egyidejűleg ható axiális terhelés 55%-a. Az egyenértékű terhelés képlete

$$P = F_a + 1,2F_r.$$

A terhelés szakaszosan vagy lineárisan változó. Az élettartam nagyjából a terhelés harmadik hatványa szerint változik, ezért még rövid ideig tartó viszonylag nagy terhelés is számottevően csökkenti az élettartamot. Az egyenértékű terhelés számítása ilyen esetben jó közelítéssel az alábbi képlet szerint történik, ha a terhelés szakaszosan változik:

$$P = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 N_1 + P_2^3 N_2 + P_3^3 N_3 + \dots}{N}},$$

ahol P az egyenértékű terhelés, amely a tényleges változó terhelésekkel azonos élettartamot ad;

P_1 az egyenértékű terhelés az első szakaszban, mely N_1 körforduláson keresztül hat;

P_2 az egyenértékű terhelés a második szakaszban, mely N_2 körforduláson keresztül hat;

P_3 az egyenértékű terhelés a harmadik szakaszban, mely N_3 körforduláson keresztül hat;

N az összes körfordulások száma $\sum N = N_1 + N_2 + N_3 \dots$

Ha a terhelés egy bizonyos időszakban nagyjából lineárisan változik, akkor az egyenértékű

$$P = \frac{P_{\min} + 2P_{\max}}{3}.$$

Ha a terhelés változása bonyolult, akkor a számítást célszerű megfelelő tanácsadó irodára bízni, hacsak a szerkesztő nem támaszkodik hasonló beépítéseken alapuló saját tapasztalataira.

Élettartamszámítás. A C dinamikus alapterhelés, a csapágyra ható P egyenértékű terhelés és az L névleges élettartam között a következő összefüggés áll fenn:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad \text{vagy} \quad \frac{C}{P} = L^{1/p},$$

ahol L a névleges élettartam millió megtett fordulatokban;

C a dinamikus alapterhelés, kp;

P a csapágy egyenértékű terhelése, kp.

Az élettartamképletben szereplő p kitevő értékének meghatározására lefolytatott nagyszámú kísérlet eredménye szerint:

golyóscsapágyra $p = 3$;

görgőscsapágyra $p = \frac{10}{3}$.

A $\frac{C}{P}$ viszonyt élettartamtényezőnek is nevezzük, és mivel értéke golyós- és görgőscsapágyra különböző, jelölése

golyóscsapágyakra: $\frac{C}{P} = f_1 = L^{1/3} = \sqrt[3]{L}$;

görgőscsapágyakra: $\frac{C}{P} = f_2 = L^{3/10} = \sqrt[10/3]{L}$.

Igen gyakran előfordul, hogy a csapágy fordulatszáma állandó, mely esetben millió fordulatok helyett üzemórákban szoktuk a névleges élettartamot kifejezni. A kétféle élettartam közötti összefüggés:

$$L = \frac{60nL_h}{1\,000\,000},$$

ahol L_h a névleges élettartam üzemórákban;

L a névleges élettartam millió fordulatokban;

n a percenkénti fordulatszám.

Az f_1 és f_2 élettartamtényezők kiszámított értéke, mind millió fordulatokban, mind üzemórákban megadva a kihajtható táblázatokban található külön a golyós- és külön a görgőscsapágyakra.

Közbeeső fordulatszámokra és élettartamokra interpolációval kaphatunk elegendő pontosságú értéket. A számításokra és a táblázatok használatára a közölt számpéldák adnak tájékoztatást.

A maradó alakváltozás ellenőrzése. Olyan csapágy terhelhetősége, amely nem forog vagy csak lassú mozgást végez, nem számítható az élettartam alapján, mert így esetleg a csapágy törési szilárdságát is túlhaladó terhelésértékeket kapnánk. Ilyenkor a gördülőtestek és a gördülőpályák érintkezési pontjaiban keletkező maradó alakváltozások mértéke szab határt a csapágy terhelhetőségének.

A terhelés hatására ugyanis a gördülőtestek és a gördülőpályák érintkezési pontjaiban maradó alakváltozások keletkeznek. A csapágy üzemviszonyaitól függ, hogy ez a folyamat milyen mértékig engedhető meg.

A maradó alakváltozások a terhelés hatására fokozatosan alakulnak ki, és az atlaszban található C_0 statikus alapterhelés értékét elérő terhelésnél a legjobban terhelt gördülőtesten és a gördülőpályán keletkező maradó alakváltozások együttes értéke a gördülőtest átmérőjének kb. egytized részét éri el.

Maradó alakváltozás szempontjából a csapágy ellenőrzése a következő összefüggéssel végezhető:

$$\frac{C_0}{P_0} \cong n,$$

ahol C_0 statikus alapterhelés (értéke a mérettáblázatokban található);

n a terheléstől és üzemviszonyoktól függő tényező;

P_0 a mértékadó terhelés.

Üzemi körülmények	n értéke
Forgó csapágy, egyenletes lökésmentes terhelésnél, ha futáspontossági követelmény nincs, és a súrlódási tényező növekedése megengedhető	0,5
Álló vagy lengő mozgást végző csapágy egyenletes terhelésnél	0,75
Álló, időnként forgó csapágy általános üzemviszonyok mellett	1
Forgó csapágy lökészerű terhelésre vagy fokozott futáspontossági követelmény esetén	2

A P_0 mértékadó terhelés (a radiális csapágyaknál sugárirányú, az axiális csapágyaknál tengelyirányú) a csapágy erőközéppontján áthaladó képzelt erő. Ez a legjobban terhelt gördülőtest, és a csapágygyűrű érintkezési helyén ugyanakkora marad alakváltozást idézne elő, mint amekkorát a csapágyat igénybe vevő különböző irányú, együttesen fellépő terhelések okoznak.

A meghatározásból következik, hogy csak sugárirányú vagy csak tengelyirányú terhelés esetén:

$$P_0 = F_r \quad \text{vagy} \quad P_0 = F_a.$$

Ha a terhelés más irányú vagy összetett, akkor meg kell állapítani annak F_r sugárirányú és F_a tengelyirányú összetevőit. Ezek ismeretében a mértékadó terhelés az alábbiak szerint kiszámítható:

radiális csapágyak esetén $P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$;
 axiális csapágyak esetén $P_0 = F_a + 2,3 F_r \operatorname{tg} \alpha$;
 X_0 a mértékadó terhelés radiális tényezője;
 Y_0 a mértékadó terhelés axiális tényezője;
 α a csapágy hatásszöge.

A 27.4. táblázatban található Y azonos a csapágy axiális tényezőjével, és a csapágy mérettáblázatánál levő kis táblázatban található.

Ha a mértékadó terhelés értéke — radiális csapágyakra — kisebbre adódik mint F_r , akkor F_r értékét kell mértékadó terhelésként venni.

A 27.5. táblázatban az egyes gépszerkezeteknél szokásos névleges élettartamok találhatók.

27.4. táblázat

Az X_0 és Y_0 értékei

Csapágyfajta	X_0	Y_0	
Egysorú	Mélyhornyú golyós	0,6	0,5
	Ferde hatásvonallú golyós (tandem párosítás is)	1	0,26
	Kúpgörgős	0,5	0,55Y
Kétsorú szimmetrikus	Ferde hatásvonallú golyós O és X párosításban	1	0,52
	Önbeálló golyós	1	0,68Y
	Önbeálló görgős	1	0,66Y

27.5. táblázat

Gépszerkezeteknél szokásos névleges élettartamok

Géptípusok	L_h élettartam üzemórában
<i>Ritkán használt műszerek és készülékek:</i> bemutató készülékek, tolóajtó mozgatóberendezése	500
Rövid ideig működő vagy megszakított üzemű gépek: ahol az esetleges üzemzavarnak nincs különösebb jelentősége: kézi szerszámok, üzemi emelőkészülékek, kézzel hajtott gépek, mezőgaz- dasági gépek, szerelődaruk, rakodógépek, öntödei daruk, háztartási gépek	4 000...8 000
<i>Megszakított üzemű gépek:</i> ahol esetleges üzemzavarnak nagyobb jelentősége van: erőtelepek segédgépei, szalagrendszer száll- lítógepei, felvonók, daruk, ritkábban használt szerszámgépek	8 000...12 000
<i>Napi 8 órás üzemű gépek:</i> ha közbeni üzemszünetek vannak: villamos motorok, fogaskerékajtások, csavarhajtások	12 000...20 000
<i>Napi 8 órás üzemű gépek üzemszünet nélkül:</i> gyárüzemi gépek általában, daruk, szellőző- berendezések, közlőművelítétek	20 000...30 000
<i>Állandó üzemű gépek 24 órás üzemmel:</i> centrifugák, kompresszorok, szivattyúk, víz- turbinák, villamos motorok, szállítógörgők, szállítóberendezések, bányafelvonók	40 000...60 000
<i>24 órás üzemű gépek nagy üzembiztonsági követel- ményekkel:</i> cellulóz- és papíripari gépek, bányaszivattyúk, vízművek, erőművek, kereskedelmi hajók állan- dóan üzemelő gépei	100 000...200 000

Járművek kerékcsapágyainál rendszerint millió km-ekben fejezik ki a csapágyélettartamot, ahol

$$L_s = \frac{\pi DL}{1000} \quad \text{vagy} \quad L = \frac{1000L_s}{\pi D}$$

ahol D a kerékátmérő, m.

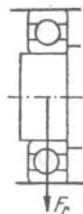
Járművek	L_s élettartam millió km-ben
Személygépkocsi	0,1
Tehergépkocsi	0,1...0,15
Vasúti teherkocsi általános forgalomban	0,8...1,2
Vasúti személykocsi motorvonat, Diesel-mozdony, közúti villamoskocsi helyi forgalomban	1,5
Gőzmozdony és szerkocsi	2,5
Vasúti személykocsi és motorvonat távolsági forgalomban	3,0
Villamos mozdonyok és Diesel-mozdonyok távolsági forgalomban	3,0...4,0

Példák

A csapágyazási feladatok megoldásához szükséges adatok egy részét (fő méretek C_0 , C , határfordulatszám e , X , Y) a mérettáblázatok megfelelő oldalán, más részét (L , L_h , f_1 , f_2 , n) gördülőcsapágy katalógusokban találhatjuk meg.

1. Példa

Mennyi az üzemórákban kifejezett élettartama annak a jelű, mélyhornyú golyóscsapágynek (27.2. ábra), amelynek radiális terhelése percenkénti fordulatszáma



27.2. ábra. Mélyhornyú csapágyra ható radiális terhelés

Mivel axiális erő nem terheli a csapágyat, ezért az egyenértékű terhelés: $P = F_r$

A 6 308 jelű csapágyra vonatkozó dinamikus alapterhelés a megfelelő csapágytáblázatból

így az élettartamtényező

Gördülőcsapágy katalógusban levő táblázatból esetére a keresett névleges élettartam:

2. példa

Az 1. példában megadott jelű csapágyra (27.3. ábra) a radiális erő mellett axiális erő is hat azonos fordulatszám, mennyi a névleges élettartam A csapágytáblázatokból

$$P = 280 \text{ kp.}$$

$$C = 3200 \text{ kp,}$$

$$f_1 = \frac{C}{P} = \frac{3200}{280} = 11,4$$

$$n = 800$$

$$L_h = 32\,000 \text{ óra.}$$

6308

$$F_r = 280 \text{ kp;}$$

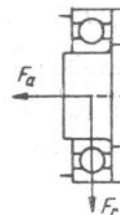
$$F_a = 170 \text{ kp;}$$

$$n = 800;$$

$$L_h = ?$$

$$C_0 = 2200 \text{ kp;}$$

$$C = 3200 \text{ kp.}$$



27.3. ábra. Mélyhornyú csapágyra ható radiális és axiális terhelés

Az egyenértékű terhelés meghatározásához szükséges X és Y tényezőket a csapágytáblázatok ábrái mellett levő kis táblázat útmutatása szerint állapíthatjuk meg.

Először kiszámítjuk

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{170}{2200} = 0,077$$

értéket, az ennek megfelelő sor végén a kis táblázatban

$$e = 0,27 \text{ olvasható le.}$$

Ezután, mivel

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{170}{280} = 0,61 > e = 0,27;$$

az X és Y értékeket a kis táblázat második oszlopából vesszük

$$X = 0,56$$

$$Y = 1,6;$$

és így az egyenértékű terhelés

$$P = 0,56 \cdot 280 + 1,6 \cdot 170 = 429 \text{ kp;}$$

az élettartamtényező

$$f_1 = \frac{C}{P} = \frac{3200}{429} = 7,46.$$

Gördülőcsapágy katalógusból:

mellett leolvasható a keresett élettartam

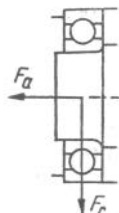
$$n = 800$$

$$L_h = 9000 \text{ üzemóra.}$$

3. példa

A 63 sorozatból kívánunk csapágyat (27.4. ábra.) választani, ha a radiális terhelés az axiális terhelés a percnkénti fordulatszám a kívánt névleges élettartam üzemórákban

$$\begin{aligned} F_r &= 400 \text{ kp;} \\ F_a &= 220 \text{ kp;} \\ n &= 1000; \\ L_n &= 10\,000. \end{aligned}$$



27.4. ábra. Mélyhornyú csapágyra ható kétirányú terhelés

A két utóbbi adattal gördülőcsapágy katalógusból $f_1 = 8,43 = \frac{C}{P}$.

Mivel $\frac{F_a}{F_r} = \frac{220}{400} = 0,55$ aránylag nagy,

az axiális is befolyásolja az egyenértékű terhelés értékét, X és Y tényezőket a második oszlopból kell választani. Próbaképpen közepes értéket véve

Ezekkel az egyenértékű terhelés

$$\begin{aligned} X &= 0,56, Y = 1,8. \\ P &= 0,56 \cdot 400 + 1,8 \cdot \\ &\quad \cdot 220 = 620 \text{ kp;} \end{aligned}$$

A szükséges dinamikus alapterhelés

$$C_{\min} = f_1 P = 8,43 \cdot 620 = 5227 \text{ kp.}$$

Megfelel a 6311 jelű csapágy, amelyre

$$C = 5600 \text{ kp;} \\ C_0 = 4250 \text{ kp.}$$

Ezek után meg kell vizsgálni, hogy az X és Y tényezőket helyesen választottuk-e meg.

4. Példa

A 223 C sorozatú beálló görgőcsapágyak közül (27.5. ábra) válasszunk csapágyat a következő üzemi feltételek mellett:

a radiális terhelés
az axiális terhelés
a percnkénti fordulatszám
a kívánt névleges élettartam

$$\begin{aligned} F_r &= 6000 \text{ kp;} \\ F_a &= 1000 \text{ kp;} \\ n &= 400; \\ L_h &= 40\,000 \text{ óra.} \end{aligned}$$

E két utóbbival gördülőcsapágy katalógusból

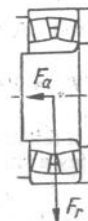
$$f_2 = 7,82 = \frac{C}{P}$$

A tengelyre vonatkozó előzetes számítás szerint annak átmérője legalább 100 mm lesz.

Mivel $\frac{F_a}{F_r} = \frac{1000}{6000} = 0,16$, kisebb a sorozatra nyes e értékénél, ezért a második oszlopból és d 100 mm sorból

Ezekkel az egyenértékű terhelés

$$\begin{aligned} X &= 1, Y = 2. \\ P &= 1 \cdot 6000 + 2 \cdot 1000 = \\ &= 8000 \text{ kp.} \end{aligned}$$



27.5. ábra. Beálló görgőcsapágyra ható terhelések

A szükséges minimális dinamikus alapterhelés értéke

$$\begin{aligned} C_{\min} &= 7,82P = 7,82 \cdot \\ &\quad \cdot 8000 = 62\,560 \text{ kp.} \\ C &= 64\,000 \text{ kp;} \\ d &= 110 \text{ mm;} \\ L_h &= 42\,700 \text{ óra.} \end{aligned}$$

Megfelel a 22322 C jelű csapágy, amelyre

5. Példa

Mennyi lesz a millió megtett fordulatokban kifejezett élettartam a 27.6. ábrán feltüntetett csapágyaknak az alábbi terhelések mellett? a radiális terhelések

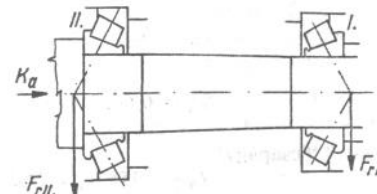
$$\begin{aligned} F_{rII} &= 900 \text{ kp,} \\ F_{rI} &= 680 \text{ kp;} \\ K_a &= 200 \text{ kp;} \\ &30\,210, 30\,207; \end{aligned}$$

az axiális terhelés a beépített csapágyak jele

a csapágyakra vonatkozó dinamikus alapterhelések

$$\begin{aligned} C_{II} &= 6550 \text{ kp,} \\ C_I &= 4500 \text{ kp} \end{aligned}$$

az egyenértékű terhelések kiszámításához előbb meg kell vizsgálni a 27.3. táblázat szerinti feltételeket, és az axiális erőket az 1, 2 vagy 3 változatnak megfelelően kell megállapítani.



27.6. ábra. Ferdehatásvonalú csapágyakra ható terhelések

A táblázat mellett levő megjegyzés szerint Y_I és Y_{II} értékét ez esetben az $F_a/F_T > e$ oszlopból kell venni

Az első feltétel szerint

$$\frac{F_{rI}}{Y_I} = \frac{680}{1,6} = 425 \text{ kg} < \frac{F_{rII}}{Y_{II}} = \frac{900}{1,45} = 620 \text{ kp};$$

a második feltétel szerint

$$K_a = 200 \text{ kg} > 0,5 \left(\frac{F_{rII}}{Y_{II}} - \frac{F_{rI}}{Y_I} \right) > 0,5(620 - 425) = 97,5 \text{ kp},$$

tehát a feltételek a 2 változatnak felelnek meg, és így a számításba veendő axiális erők:

$$F_{aI} = \frac{0,5F_{rI}}{Y_I} = \frac{0,5 \cdot 680}{1,6} = 212 \text{ kp}; \quad F_{aI} = 212 \text{ kp};$$

$$F_{aII} = F_{aI} + K_a = 212 + 200 = 412 \text{ kp};$$

Az egyenértékű terhelés az I csapágyra:

$$F_{aII} = 412 \text{ kp}.$$

mivel $\frac{F_{aI}}{F_{rI}} = \frac{212}{680} = 0,312 < e = 0,37$,

$$X_I = 1,$$

tehát

$$Y_I = 0, \\ P_I = 680 \text{ kp}.$$

Az egyenértékű terhelés a II. csapágyra:

mivel $\frac{F_{aII}}{F_{rII}} = \frac{412}{900} = 0,45 > e = 0,41$,

tehát

$$X_{II} = 0,4; \\ Y_{II} = 1,45;$$

$$P_{II} = 0,4 \cdot 900 + 1,45 \cdot 412 = 957 \text{ kp}.$$

$$P_{II} = 957 \text{ kp}.$$

Az élettartamtényezők:

$$f_{zI} = \frac{C_I}{P_I} = \frac{4500}{680} = 6,62;$$

$$f_{zI} = 6,62;$$

$$f_{zII} = \frac{C_{II}}{P_{II}} = \frac{6550}{957} = 6,84;$$

$$f_{zII} = 6,64.$$

A keresett névleges élettartamok a gördülőcsapágy katalógusból

$$L_I \approx 545; L_{II} \approx 550 \\ \text{millió} \\ \text{fordulat}.$$

28. Rugók

28.1. Csavarásra igénybe vett rugók

A körszelvényű hengeres nyomó csavarrugót az MSZ 531 előírásai szerint ábrázoljuk. Eszerint ötnél kevesebb menetszám esetén a rugót teljesen ki kell rajzolni, nagyobb menetszámú rugónak csak a végein rajzolunk ki két–három menetet.

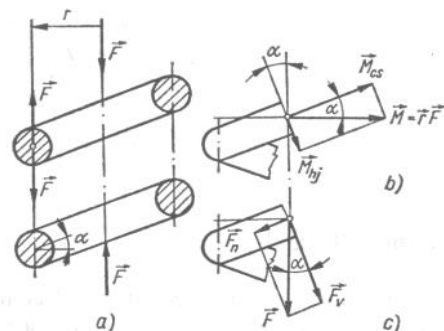
Rugózás szempontjából fontos a rugó lengő menetszáma. A számítások a rugó lengő menetszámára vonatkoznak. A rugó két végén a felfekvés számára holt meneteket készítünk. Általában mindkét végén 3/4 holt menetet képezünk ki. Olyan rugónál, ahol a kihajlási biztonságot növelni kell (pl. motorszelep rugónál) másfél, esetleg még több holt menetet alkalmazunk. A holt meneteket hézag nélkül készítjük. A holt meneteket a felfekvés számára a rugó hossz tengelyére merőleges síkban leköszörüljük. A leköszörült rugóvégekre mindig párhuzamossági túrést kell előírni, különben a rugó kihajlik, és idő előtt eltörik.

A rugószál átmérőjének mérettűréseit patentozott huzalokra az MSZ 4373, melegen hengerelt köracélokra az MSZ 4337, húzott, hán-toolt, csiszolt és fényezett köracélokra az MSZ 4379 tartalmazza. Viszont a kész rugóra külön felületi megmunkálást, köszörülést vagy csiszolást előírni költséges, és gyakran (pl. kis menetemelkedésnél) meg sem valósítható.

A hengeres nyomó csavarrugó terhelését a 28.1. ábra szemlélteti. Eszerint a rugó hossz tengelyében ható nyomóerő a rugószál körszelvényét, a lengő menetekben belül bárhol egyformán terheli.

A 28.1b) ábrán látható, hogy a terhelőerő nyomatékának vektora két összetevőre bontható: az M_{cs} csavarja, az M_{hj} hajlítja a rugószálat. Mivel a rugómenetek α emelkedési szöge általában kicsiny, ezért a csavarónyomaték $M_{cs} \approx M$ -nek vehető.

Az M_{hj} hajlítónyomaték vektora a jobbcavar-szabály értelmében a rugómenet görbületét csökkenti. Ez annyit jelent, hogy összenyomáskor a rugó külső átmérője kissé nő. Vezetékben mozgó rugónál (pl. teleszkóp rugó) a tervezőnek ezt figyelembe kell venni.



28.1. ábra. Hengeres nyomó csavarrugó terhelése

A hengeres nyomócsavarrugó méretezése csavarásra. A 28.1. ábra szerint az F erő a rugó szelvényét nyírásra és nyomásra veszi igénybe.

A felsorolt négyfajta igénybevétel közül a döntő a csavarás, ezért erre méretezünk. A d átmérőjű huzalból tekercselte D átmérőjű rugóra felírható:

$$M_{cs} = \tau_i K_p,$$

vagy részletesebben:

$$\frac{D}{2} F = \tau_i \frac{\pi d^3}{16}.$$

Ebben az összefüggésben τ_i az ún. ideális tangenciális feszültséget jelenti. Ideális esetben τ_i eloszlása a körszelvény kerülete mentén egyenletes. Valóságban — görbe csavart rúdról lévén szó — a tangenciális feszültség eloszlása nem egyenletes.

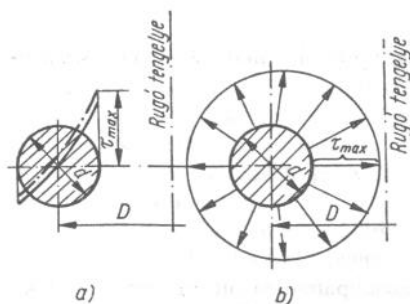
A 28.2a) ábrán látható a τ feszültség változása a szelvény átmérője mentén a τ_{max} helyen, a 28.2b) ábrán pedig a szelvény kerülete mentén. Az ábrából látható, hogy a tangenciális feszültség maximális értékét a szelvény belső oldalán éri el.

A maximális csavarófeszültség a következő képletből számítható:

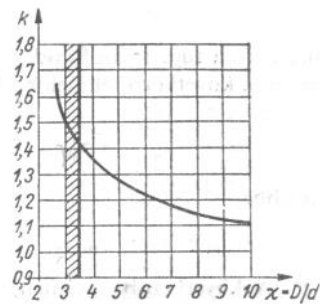
$$\tau_{max} = k \tau_i;$$

ebben a k korrekciós tényező, amelyet Göhner az alábbi összefüggésből számított ki:

$$k = 1 + \frac{5}{4} \frac{d}{D} + \frac{7}{8} \left(\frac{d}{D} \right)^2 + \left(\frac{d}{D} \right)^3.$$



28.2. ábra. Feszültségváltozás a rugószelvényben



28.3. ábra. A korrekciós tényező változása

A 28.3. ábra a k korrekciós tényező változását mutatja a $\kappa = D/d$ tekercselési szám függvényében.

Az ábrán látható, hogy a tekercselési szám csökkentésével a k tényező, s ezzel együtt a görbe rúd belső oldalán fellépő maximális csúszatófeszültség rohamosan emelkedik.

Ezért nem célszerű $\kappa \approx 3,5$ érték alá menni hengeres csavarrugónál.

A hengeres csavarrugó megtervezéséhez szükséges előzetes számításokban először a d szálátmérőt keressük. Választunk megfelelő rugóacélt, s megállapítjuk a τ_{meg} csavarófeszültség nagyságát.

A maximális érintőfeszültségre felírható:

$$\tau_{max} = k \tau_i \leq \tau_{meg},$$

ebből kifejezve a τ_i értékét, behelyettesítjük, s abból a szálátmérő:

$$d = \sqrt[3]{k \frac{16}{\pi} \frac{DF}{2\tau_{meg}}}.$$

Rugók méretezése lengő terhelésre.

Méretezés kifáradás ellen, ill. élettartamra. Ha a rugó terhelése valamely alsó- és felső határ között periodikusan változik, leng, a rugószál szelvényében ébredő τ feszültségek is a periódusnak megfelelően egy τ_f felső és τ_a alsó határ között ingadoznak. A két határfeszültség számtani középértéke a közepes feszültség:

$$\tau_{köz} = \frac{\tau_f + \tau_a}{2}; \quad \text{a lengés amplitúdója pedig}$$

$$\tau_l = \pm \frac{\tau_f - \tau_a}{2}. \quad \text{Ez az amplitúdó mértékadó a rugó élettarta-}$$

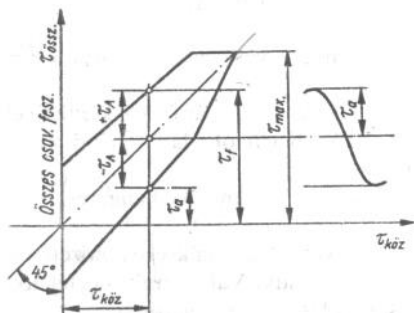
mára, és a rugóacél kifáradási diagramjából, amint a 28.4. ábra is szemlélteti, a következő feltételek írhatók fel:

$$\tau_1 = \pm \frac{\tau_f - \tau_a}{2} \cong \tau_A;$$

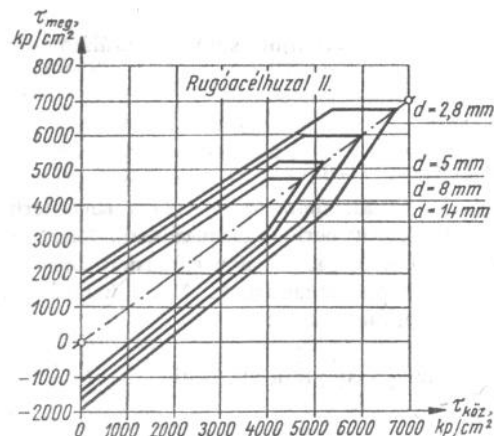
továbbá

$$\tau_1 + \tau_m = \tau_f \cong \tau_{max}.$$

A következőben keményrehozott patentírozott rugóacél-huzal kifáradási diagramját közöljük. Érdekes megfigyelni, hogy a legnagyobb



28.4. ábra. Rugóacél kifáradási diagramja

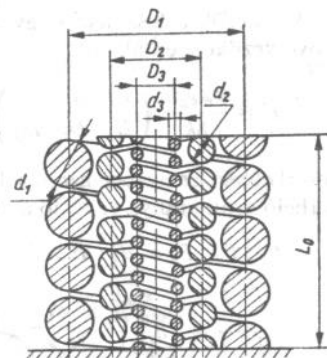


28.5. ábra. Smith-diagram lengőfeszültségre

megengedhető csavarófeszültség, fárasztó igénybevételre, a huzalátmérettől is függ, és kisebb átmérő esetén nő (28.5. ábra).

A diagram érdekessége még, hogy nem a kifáradási határ feszültség-lengését ábrázoltuk, hanem a megengedhető feszültséglengést. Ez a τ_{kif} -nál 20...30%-kal kisebb.

A rugó által elfoglalt teret jobban ki tudjuk használni, ha több hengeres csavarrugót helyezünk el egymásban. Ilyen csoportrugót mutat a 28.6. ábra általában kettős (duplex) vagy hármás (triplex) elrendezésű csoportrugókat szokás építeni; ennél több rugó egymásba építése nem célszerű. Amint az ábrán is látható, az egymásba elhelyezett rugókat ellentétes menetelkedéssel tekerceseljük, nehogy működés közben összeakadjanak.



28.6. ábra. Csoportrugók elrendezése

Célszerű, ha a csoportrugó valamennyi rugójában azonos nagyságú feszültségek ébrednek a terhelés alatt. A csavarófeszültséget a rugózási alakváltozás függvényében mindhárom rugóra felírjuk:

$$\tau_{meg} = \frac{kG}{\pi} \frac{d_1}{i_{11} D_1^2} f_1 = \frac{kG}{\pi} \frac{d_2}{i_{12} D_2^2} f_2 = \frac{kG}{\pi} \frac{d_3}{i_{13} D_3^2} f_3;$$

mivel $f_1 = f_2 = f_3$, ezért egyszerűsítések után a következő összefüggést nyerjük:

$$\frac{i_{11} D_1^2}{d_1} = \frac{i_{12} D_2^2}{d_2} = \frac{i_{13} D_3^2}{d_3}.$$

Ennek a feltételnek a teljesítéséhez célszerű, ha valamennyi rugónak azonos a tekerceselési száma:

$$\frac{D_1}{d_1} = \frac{D_2}{d_2} = \frac{D_3}{d_3};$$

ezt szemlélteti a 28.7. ábra. A további feltétel a lengő menetszám és szálméret szorzatok egyenlősége; ami azonos blokkmagasságot jelent:

$$i_{11} d_1 = i_{12} d_2 = i_{13} d_3.$$

A csoportrugót terhelő összes nyomóerő az egyes rugókra ható nyomóerők összege:

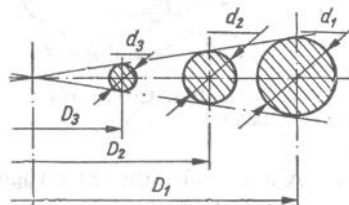
$$F = F_1 + F_2 + F_3;$$

ezek az erők a feszültségi egyenletből kifejezve, az összes nyomóerő a következőképpen alakul:

$$F = \frac{\tau_{meg}\pi}{8k} \left(\frac{d_1^3}{D_1} \frac{d_2^3}{D_2} \frac{d_3^3}{D_3} \right),$$

mivel ebben az esetben azonosak a tekercselési számok, az egyes rugókat terhelő erők aránya egyenlő a szálátmérők négyzetének arányával:

$$F_1 : F_2 : F_3 = d_1^2 : d_2^2 : d_3^2.$$



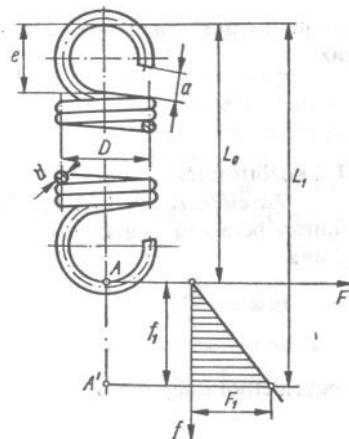
28.7. ábra. Azonos tekercselési számú csoportrugók

Az előző egyenletben kifejezett feltétel, hogy ti. a csoportrugó valamennyi tagjának szelvényében azonos feszültség ébred, kiigazításra szorul, ha figyelembe vesszük, hogy csökkenő átmérővel növekszik a megengedhető feszültség. Ezen túlmenően azt is megtehetjük, hogy a gyengébb rugót nagyobb szilárdságú huzalból tekercseljük. Ilyen csoportrugó ezek után akkor fejt ki a legnagyobb nyomóerőt, ha a csavarófeszültség a szálátmérőhöz alkalmazkodik.

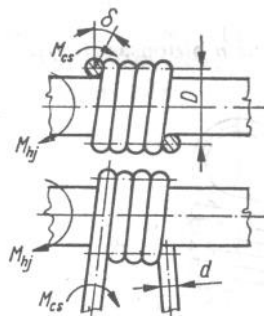
28.2. Húzó csavarrugók

A körszelvényű hengeres húzócsavarrugó kialakítása az MSZ 2662 és MSZ 7822 szerint történik. A menetek terheletlen állapotban egymáson felfekszenek, a rugóvégeken kiképzett szem kivétele a szabvány szerint többféle lehet. A 28.8. ábrán a legáltalánosabb húzócsavarrugó látható.

A hidegen alakított húzócsavarrugókat szokás tekercseléskor, a szál elcsavarásával előfeszíteni. Az előfeszített rugó csak bizonyos húzóerő túllépése után kezd nyúlni. Előterheléssel minden húzórugót külön is előfeszíthetünk, ezért meg kell tehát különböztetnünk a gyártás közbeni — és a beépítés alkalmával alkalmazott előfeszítést. Gyártás közbeni előfeszítéskor a menetek szorosan egymáshoz nyomódnak, beépítés alkalmával előfeszített húzórugó menetei között viszont hézag van.



28.8. ábra. Húzó-csavarrugó ábrázolása



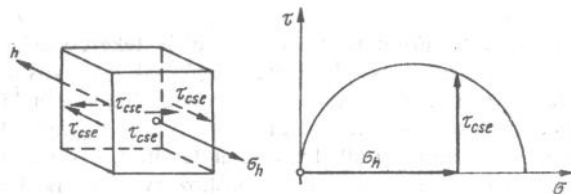
28.9. ábra. Húzó-csavarrugó előfeszítése

Az előfeszített húzott rugónál az előfeszítést *beletekercseljük* a rugóba. Ezt úgy érzük el, hogy a tekercselést végző M_{hj} hajlítónyomaték mellett M_{cs} csavarónyomatékot is működtetünk a huzalra, a 28.9. ábrán berajzolt értelemben. Kérdés, mekkora lehet a gyártáskor alkalmazott előfeszítés?

A tekercseléskor ébredő hajlítófeszültség (hideg alakításról van szó), túl van a σ_F folyáshatáron, azaz

$$\sigma_{hj} \cong \sigma_F.$$

Előfeszített húzócsavarrugónál erre a hajlítófeszültségre szuperponálódik a τ_{cse} előfeszítési csavarófeszültség. Ily módon a 28.10. ábra szerint tekercselt rugóhuzalt összetett igénybevétel terheli. Az ábrán a feszültségállapotot szemléltető kis kockát és Mohr-kört rajzoltuk meg.



28.10. ábra. Előfeszített rugó feszültségállapota

Az összetett igénybevétel redukált feszültségeinek nem szabad a húzal kontrakciós értékét elérni, azaz

$$\sigma_{\text{red}} \cong \sigma_c = \frac{\sigma_B}{n},$$

ahol az n biztonsági tényező 1,1...1,2 közötti érték.

Az előfeszítés értéke x , a 28.11. ábrán berajzolt rugódiagram alapján a

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{F_c}{x} = \frac{F_u}{x + f_u}$$

egyenletből kifejezhető:

$$x = \frac{F_c}{F_u - F_c} f_u.$$

Az előfeszítés célja az, hogy már a terhelés kezdetén kellő nagyságú húzóerőt szolgáltatson a rugó, és a szükséges munkalöketen belül a húzóerő ne változzék lényegesen. Természetesen ezzel a rugó legnagyobb teherbírása nem növekszik, csak a terhelés útját rövidítjük meg.

Az előfeszítéssel a rugó mintegy keményebb lesz, azonkívül terheletlen állapotban rövidebb az előfeszítés nélküli rugónál, s ezzel a szerkezet méretei csökkennek.

Az x előfeszítési hossz ismeretében τ_{cse} előfeszítési feszültség a rugózási alakváltozás alapján számítható.

Az előfeszítésnek azonban csak kb. 50%-a marad benne tartósan a rugóban, az előfeszítés az első néhány terhelés alkalmával ugyanis lazul, hasonló módon, mint ahogyan a nyomó csavarrugó leül.

A húzócsavarrugó méretezése maximális húzóerőre történik. Ez a normális üzemi terhelésnek 1,5...2-szerese lehet.

Ha a méretezés a maximális húzóerőre történt és megkaptuk a húzalméretet: $d-t$, valamint a rugóátmérőt: $D-t$, akkor az előfeszítés meghatározásával a menetszám már nem lehet akármekkora. Ha a menetszámról nem kapunk kerek számot $i = 20$ -nál fél menettel, $i = 20$ -nál egy menettel kerekítünk felfelé.

Ha az F_c és F_u terheléseket előírjuk, a megnyúlás mértékét már ezen adatok mellé pontosan nem írhatjuk elő, mert ezzel a rugó túlhatározott lenne; csak $\pm 10\%$ -on belül adhatjuk meg.

Előfeszített rugókat nem szabad megeresztési hőkezelő eljárásnak alávetni, mert a hőkezeléssel kb. 50%-a elvesz az előfeszítésnek.

A fentiek szerint a húzócsavarrugó feszültségegyenlete

$$\tau_{\text{meg}} = \tau_{\text{max}} = \frac{8k}{\pi} \frac{1,5F_u D}{d^3}$$

alakban írható, míg az előfeszítéskor alkalmazott τ_{cse} , megmondolva, hogy a feszültségek egyenesen arányosak a terhelőkörökkel, a következő:

$$\tau_{cse} = \tau_{csü} \frac{x}{f_u + x};$$

a képletben $\tau_{csü}$ az üzemi terheléshez tartozó csavarófeszültség.

Az alakváltozási egyenlet, ha nincs előfeszítés azonos az alakváltozási egyenlettel azzal a megjegyzéssel, hogy itt $i_1 = i_{\text{össz}}$; ha pedig előfeszítés van, természetesen a következő alakváltozási egyenletet írjuk fel:

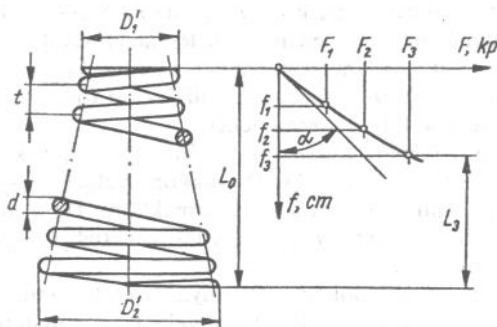
$$f_u + x = \frac{8}{G} \frac{i_0 D^3}{d^4} F_u,$$

tehát az x képzetes alakváltozást is számításba vesszük.

Kúpos nyomócsavarrugók. A kúpos nyomócsavarrugót a 28.12. ábra mutatja. Ennek a rugófajtának a karakterisztikája nem lineáris.

A terhelés növelésekor először a nagyobb (tehát lágyabb) menetek ülnek le, majd a kisebb átmérőjűek, fokozatosan a legkisebb átmérőjű lengőmenetig.

A karakterisztika pontos meghatározásához az MSZ 7840 előírja, hogy a terhelés és alakváltozás összetartozó értékeit legalább három



28.12. ábra. Kúpos nyomó-csavarrugó

helyen meg kell adni, amint az az ábrán is látható. Megjegyzendő, hogy a karakterisztikában az ($f_1 F_1$) pontig, amíg az első rugózó menet leül, *lineáris*, utána progresszív jellegű lesz, vagyis a rugó összenyomás közben egyre inkább keményedik.

A rugó keményedésének két oka van: a terhelés növelésével a menetek egymás után ülnek le, s a megmaradó lengőmenetek tekerцselési száma egyre csökken. Kisebб tekerцselési szám pedig keményebb rugót jelent.

A másik ok a lengő menetszám csökkenése; minél kevesebb a lengő menetszám, annál keményebb a rugó.

A kör szelvényű kúpos csavarrugó két fontos méretezési képlete, a feszültség-képlet és az alakváltozási-képlet a következően alakul:

1. A feszültség-képletet a legnagyobb átmérőre írjuk fel, mert ennek a menetek a szelvényeit terheli a legnagyobb csavarónyomaték:

$$\tau_{cs} = \frac{8k}{\pi} \frac{FD_2}{d^3},$$

ahol D_2 a legnagyobb menet középtátmérője.

2. Az alakváltozási egyenlet hengeres csavarrugó esetén

$$f = \frac{8}{G} \frac{FD^2}{\pi d^4} \pi D i_1$$

alakban írható. Kúpos csavarrugónál D^2 -nek D_1 és D_2 határok közötti folyamatos összegezéséről van szó, D^2 helyébe tehát $\frac{D_1^2 + D_2^2}{2}$ kerül.

A $\pi D i_1$ -et pedig $\frac{D_1 + D_2}{2} \pi i_1$ -vel helyettesítjük. Mindezeket figyelembe véve az alakváltozási egyenlet:

$$f = \frac{8}{G} \frac{i_1(D_1^2 + D_2^2)(D_1 + D_2)}{4d^4}$$

alakot veszi fel. A fenti két képletből a méretezéshez szükséges összes többi összefüggés felépíthető. A megfontolásokat négyzetű szelvényre is kiterjesztve, a 28.13. ábrán látható kúpos csavarrugó feszültség-, és alakváltozási képletét is felírhatjuk:

$$\tau = \varphi \frac{FD_2}{a^3},$$

és

$$f = \frac{\psi}{G} \frac{i_1(D_1^2 + D_2^2)(D_1 + D_2)}{4a^4}$$

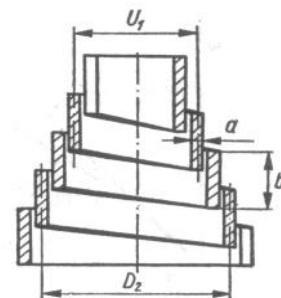
ahol φ és ψ alaktényezők.

Mivel a legnagyobb csavarófeszültség a legnagyobb lengőmenet szelvényeiben lép fel, a tekerцselési számot is ennek a menetek a középtátmérőjére vonatkoztatjuk: $\kappa = D_2/d$; ezt használjuk fel aztán a k korrekciós tényező meghatározásához.

A négyzetűszelvényű kúpos csavarrugónál φ meghatározásához a D_2/a tekerцselési számértékkel, míg ψ -nél $(D_1 + D_2)/2$ a közepes tekerцselési számmal számolunk.

A kúpos tekerцrugó súlyát közelítően számoljuk $D_m = (D_1 + D_2)/2$ közepes átmérővel:

$$G \cong \pi D_m i_{össz} a b \gamma.$$



28.13. ábra. Négyzetűszelvényű kúpos csavarrugó

28.3. Gumiugók méretezése

Nyírásra igénybe vett gumiugók. Kis alakváltozások esetén a Hooke-törvény érvényes:

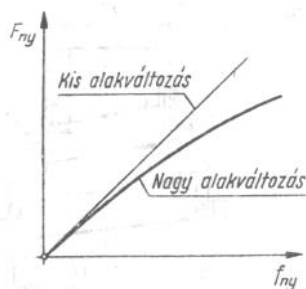
$$\tau = \gamma G,$$

ennek a törvénynek alapján kapott rugóegyenletek egyenesvonalú karakterisztikát eredményeznek.

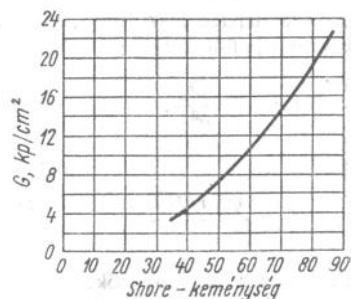
Nagy alakváltozás esetén már nem lehet elhanyagolni az alakváltozás nyíróerődiagram görbületét. Ekkor a γ szögelfordulás helyett annak tangensét helyettesítjük:

$$\tau = G \operatorname{tg} \gamma.$$

A 28.14. ábra diagramja a kétfajta jellegű görbét mutatja: A G nyíró rugalmassági modulus nem függ a gumi rugó alakjától, csupán a gumi Shore-keménységétől. A kettő közötti kapcsolatot a 28.15. ábra mutatja.



28.14. ábra. Rugókarakterisztika gumirugóknál

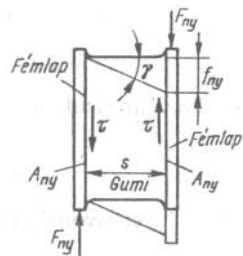


28.15. ábra. Nyíró rugalmassági tényező

A Shore-keménység az ipari gumiféleségek fontos anyagjellemzője. A Shore-keménység mérése emlékeztet a Brinell-keménységmérés módszerére.

Nyírt gumirugó párhuzamos lapok között. Kis alakváltozás esetén a 28.16. ábra jelöléseinek megfelelően::

$$\tau = \frac{F_{ny}}{A_{ny}} = \gamma G,$$



28.16. ábra. Nyírt gumirugó

ahol A_{ny} a nyírásra igénybe vett vulkanizálási felület a fémlap és a gumi-tömb között. Az ábra alapján még kifejezhető a γ szög:

$$\gamma \approx \frac{f_{ny}}{s};$$

ezt behelyettesítve az F_{ny} terhelőerő kifejezhető:

$$F_{ny} = f_{ny} \frac{A_{ny} G}{s};$$

a rugóállandó, vagyis a fajlagos alakváltozás pedig:

$$C_{ny} = \frac{s}{A_{ny} G}.$$

Nagy alakváltozás esetén a:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{f_{ny}}{s}$$

összefüggést írjuk fel. Előzőkkel összevetve a következőt kapjuk:

$$\operatorname{tg} \frac{F_{ny}}{A_{ny} G} = \frac{f_{ny}}{s},$$

ill. ebből a lehajlás:

$$f_{ny} = s \operatorname{tg} \frac{F_{ny}}{A_{ny} G}.$$

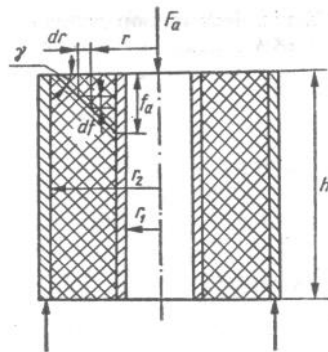
Ezek az egyenletek akkor is érvényesek, ha a szabad gumifelületek nem merőlegesek a fémlapok síkjára. Azonkívül a nyírt felületek bármilyen geometriai formával rendelkezhetnek (kör, négyzet, téglalap stb.).

Ha nagyobb lehajlást akarunk megvalósítani, akkor összetett nyírt gumirugó csoportot alkalmazhatunk. A szükséges összefüggések az eddigiek alapján egyszerűen felírhatók.

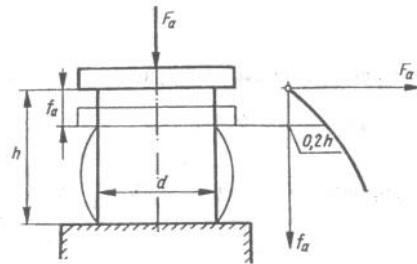
Ezt a rugófajtát is célszerű 10%-os összenyomással előfeszíteni. Az előfeszítés hatása az üzemi feszültségállapotra elhanyagolható a számításokban.

Hüvelyes gumirugó sík homlokfelülettel (28.17. ábra). Ha a belső hüvelyt F_a axiális erő terheli, f_a -val elmozdul a külsőhöz képest, és a gumi-tömbben ebredő τ feszültség, kis alakváltozás esetén:

$$\tau = \gamma G = \frac{F_a}{A_{ny}} = \frac{F_a}{2\pi r h},$$



28.17. ábra. Hüvelyes gumirugó



28.18. ábra. Nyomott gumirugó

ebből kifejezhető a szögelfordulás:

$$\gamma = \frac{F_a}{2\pi r h G}$$

Kis elmozdulásoknál a lehajlás:

$$f_a = \frac{F}{2\pi h G} \ln \frac{r_2}{r_1}$$

Kifejezhetjük az F_a terhelőerőt is:

$$F_a = f_a \frac{2\pi h G}{\ln \frac{r_2}{r_1}}$$

Nyomott gumirugók (28.18. ábra). A nyomott gumirugó karakterisztikája az eredeti h magasságának 20%-ával összenyomva a gumitömböt, még lineárisnak tekinthető és érvényes rá a Hooke-törvény:

$$\sigma_{ny} = \varepsilon E = \frac{f_a}{h} E:$$

a nyomófeszültség kifejezhető még:

$$\sigma_{ny} = \frac{F_a}{A}$$

alakban is. Így behelyettesítés után a terhelőerő:

$$F_a = \frac{f_a A E}{h} \text{ kp.}$$

A rugóállandó, azaz a fajlagos összenyomódás:

$$c = \frac{f_a}{F_a} \frac{h}{A E} \text{ cm/kp.}$$

Az E rugalmassági modulus meghatározása:

A 28.15. ábrán megmutattuk az összefüggést a G nyíró rugalmassági modulus és a gumi Shore-keménysége között. A guminál G és E rugalmassági modulusok között nem írható fel az általános Hooke-törvény alapján olyan egyértelmű kapcsolat, mint a fémeknél. A gumi E rugalmassági modulusa nem igazi anyagjellemző. Függs a gumi Shore-keménységétől, és a rugó alakjától.

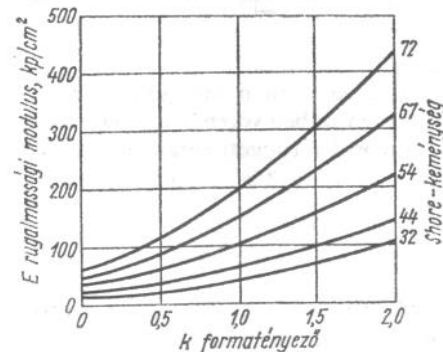
A gumirugó alakját k formatényezővel vesszük figyelembe:

$$k = \frac{\text{Terhelt felület}}{\text{Szabad felület}} \quad (\text{mértékegység nélküli szám}).$$

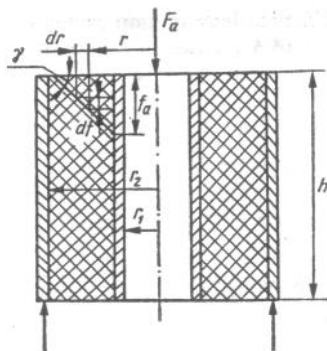
Ez az összefüggés minden gumirugó alakra érvényes. Pl. olyan hengeres gumirugónál, amelynél $d = h$,

$$k = \frac{\pi d^2}{4\pi d h} = \frac{1}{4} = 0,25.$$

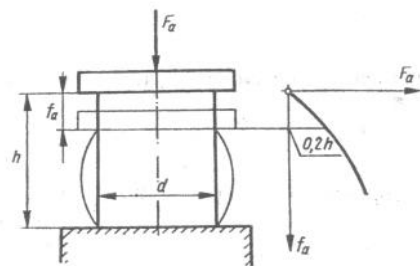
A 28.19. ábrán az E rugalmassági modulusok mutatják be a Shore-keménység és a k formatényező függvényében.



28.19. ábra. Rugalmassági tényező



28.17. ábra. Hüvelyes gumirugó



28.18. ábra. Nyomott gumirugó

ebből kifejezhető a szögelfordulás:

$$\gamma = \frac{F_a}{2\pi r h G}$$

Kis elmozdulásoknál a lehajlás:

$$f_a = \frac{F}{2\pi h G} \ln \frac{r_2}{r_1}$$

Kifejezhetjük az F_a terhelőerőt is:

$$F_a = f_a \frac{2\pi h G}{\ln \frac{r_2}{r_1}}$$

Nyomott gumirugók (28.18. ábra). A nyomott gumirugó karakterisztikája az eredeti h magasságának 20%-ával összenyomva a gumitömöt, még lineárisnak tekinthető és érvényes rá a *Hooke-törvény*:

$$\sigma_{ny} = \varepsilon E = \frac{f_a}{h} E:$$

a nyomófeszültség kifejezhető még:

$$\sigma_{ny} = \frac{F_a}{A}$$

alakban is. Így behelyettesítés után a terhelőerő:

$$F_a = \frac{f_a A E}{h} \text{ kp.}$$

A rugóállandó, azaz a fajlagos összenyomódás:

$$c = \frac{f_a}{F_a} \frac{h}{A E} \text{ cm/kp.}$$

Az E rugalmassági modulus meghatározása:

A 28.15. ábrán megmutattuk az összefüggést a G nyíró rugalmassági modulus és a gumi *Shore*-keménysége között. A guminál G és E rugalmassági modulusok között nem írható fel az általános *Hooke-törvény* alapján olyan egyértelmű kapcsolat, mint a fémeknél. A gumi E rugalmassági modulusa nem igazi anyagjellemző. Függ a gumi *Shore*-keménységétől, és a rugó alakjától.

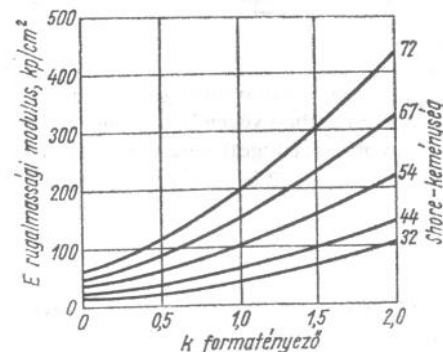
A gumirugó alakját k formatényezővel vesszük figyelembe:

$$k = \frac{\text{Terhelt felület}}{\text{Szabad felület}} \quad (\text{mértékegység nélküli szám}).$$

Ez az összefüggés minden gumirugó alakra érvényes. Pl. olyan hengeres gumirugónál, amelynél $d = h$,

$$k = \frac{\pi d^2}{4\pi d h} = \frac{1}{4} = 0,25.$$

A 28.19. ábrán az E rugalmassági modulusok mutatják be a *Shore*-keménység és a k formatényező függvényében.



28.19. ábra. Rugalmassági tényező

28.4. Hajlításra igénybe vett rugófajták

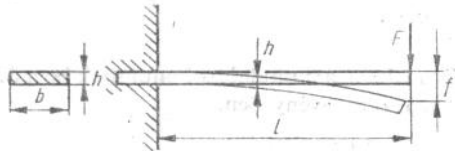
Laprugók. A hajlított laprugókat nagy területen alkalmazzák az iparban. Ennek megfelelően tág a terhelési tartományuk, s a kp tört részétől több Mp-nyi terhelésekig terveznek és gyártanak laprugókat.

A műszeriparban acél, bronz, sárgaréz, nikkel stb. szalaganyagból készült laprugókat alkalmaznak, rendszerint kis terhelésre, a gépiparban pedig lapos acélból, kovácsolt acélból készült egyszeres vagy réteges laprugókat használnak, nagy erők felvételére.

A laprugó viszonylag egyszerűen gyártható, igénytelen rugófajta, ezért gyakran találkozunk vele. A réteges laprugókivitelnek ezen felül előnye kiváló, csillapító hatása, amelyet a gyűrűs rugóhoz hasonlóan az egyes rugóelemek között fellépő súrlódó erőknek köszönhet.

Hátránya viszont ennek a rugófajtának, hogy kicsiny az anyagkihasználási tényezője: $\eta = 0,11 \dots 0,33$; szemben a kör szelvényű hengeres csavarrugóval, amelynél: $\eta = 0,5$. Ez a tény azt jelenti, hogy a laprugó alkalmazása előnytelenül növeli a szerkezet súlyát.

A rétegezett laprugó a legáltalánosabban alkalmazott vasúti és gépjármű hordrugó. Konstruktív szempontból előnyös ezeken a helyeken nagy kihajlási biztonsága és tömörsége, továbbá a már említett jó csillapító tulajdonságai. Szerkezeti szempontból döntő előny adott esetben, hogy a rétegezett laprugót terjedelmesebb befogó szerkezet nélkül lehet beépíteni.



28.20. ábra. Egyszerű laprugó

A laprugók méretezése. A legegyszerűbb laprugó az állandó b szélességű lemez (28.20. ábra). A rugó szabad végén ható koncentrált F erő $M = IF$ hajlítónyomatékokat gyakorol a befogott keresztmetszetre. Az ébredő hajlítófeszültség:

$$\sigma_{hj} = \frac{M}{K} \frac{IF}{bh^2/6}$$

A rugólap végének lehajlása:

$$f = \frac{Fl^3}{3IE}$$

a rugóállandó, vagy egységnyi rugózás pedig:

$$c = \frac{l^3}{3IE} \frac{4I^3}{bh^3E}$$

A rugó anyagkihasználási foka:

$$\frac{1}{2} Ff = \eta \frac{1}{2} \frac{\sigma_{\max}^2}{E} v,$$

s ebből az anyagkihasználási fok:

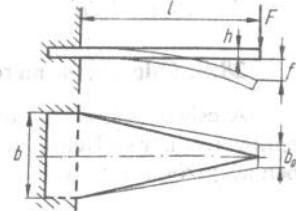
$$\eta = \frac{FfE}{\sigma_{\max}^2 v} = \frac{1}{9}$$

Ez az érték a csavart rudak — és a hengeres csavarrugók — anyagkihasználásához képest rossz. Egyik végén befogott kör szelvényű rudat használva laprugóként, azonban még rosszabb értéket, $\eta = 1/12$ -et kapunk.

Kedvezőbb az anyagkihasználása a 28.21. ábrán látható egyenszilárdságú rugóalaknak.

Ennél a lehajlás, a befogási keresztmetszettel számolva:

$$f = \frac{Fl^3}{2IE}$$



28.21. ábra. Egyenszilárdságú laprugó

tehát 50%-kal nagyobb, mint az állandó szélességű laprugóé.

A rugóállandó:

$$c = \frac{6l^3}{bh^3E}$$

azaz lágyabb rugót kapunk, mint előbb.

Az anyagkihasználási fok:

$$\eta = \frac{FfE}{\sigma_{\max}^2 v} = \frac{1}{3}$$

ami azt jelenti, hogy az egyenszilárdságú rugó háromszor annyi energiát halmoz fel ugyanabban a térfogatban, mint az állandó szélességű laprugó.

Mivel a gyakorlatban a csúcsban végződő alak nem célszerű, ezért a 28.21. ábrán vékonyan kihúzott trapéz alakot alkalmazzuk.

Ennek a számításaként a k korrekciós tényezőt bevezetve:

$$f = k \frac{F l^3}{3IE},$$

ahol k a b_0/b viszonytól függ, s a következő közelítő képletből számítható.

$$k = \frac{3}{2 + b_0/b}.$$

A deformációs munka:

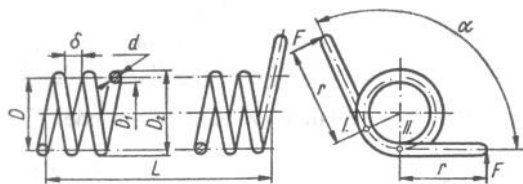
$$\frac{1}{2} F f = \eta \frac{1}{2} \frac{\sigma_{\max}^2}{E} v,$$

az anyagkihasználási fok pedig:

$$\eta = \frac{1}{9} \frac{k}{1 + b_0/b}.$$

28.5. Csigarugók méretezése

A csigarugók a hajlított rugók csoportjába tartoznak. Gyártásuk rendszerint kör szelvényű huzalból történik (28.22. ábra). Kivételes esetben négyszögszelvényvel készülnek.

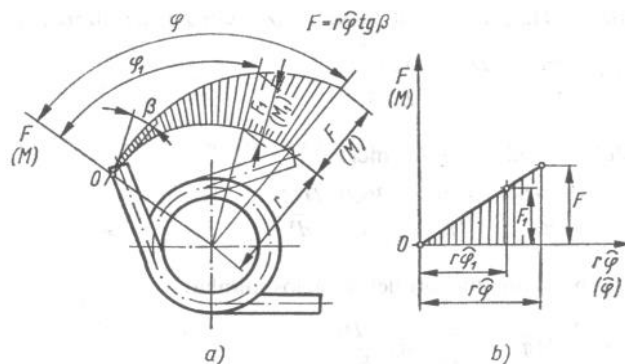


28.22. ábra. Körszelvényű csigarugó

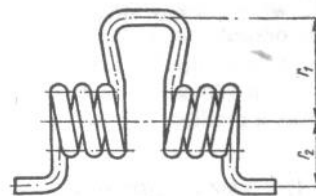
A csigarugó lineáris karakterisztikájú rugófajta. Rugódiagramját szokás polárdiagram formájában ábrázolni, az előfordulási ív mentén, újabban pedig az MSZ 7840-ben derékszögű koordinátában ábrázolják. A két diagramot a 28.23. ábra mutatja.

A rugódiagramon, ahogyan az ábrák szemléltetik, a forgatóerő az előfordulási ív függvényében, vagy a forgatónyomaték az elfordulási szög függvényében ábrázolható.

A belső súrlódási veszteség elkerülése érdekében a csigarugó menseit hézaggal tekerjük. A $\delta = 0,1 \dots 0,3$ érték általában, kivételes esetekben, ha a tervező megkívánja nagyobb hézaggal is tekerjük.



28.23. ábra. Csigarugó diagramja



28.24. ábra. Kettős csigarugó

A 28.22. ábrán látható megoldáson kívül gyakran alkalmazzák a 28.24. ábrán ábrázolt kettős csigarugót is. A két tekercselt részen ellentétes értelmű tekerés van, a forgatóerők nagysága pedig a két karon r_1 -en és r_2 -n, a karok viszonyával arányos.

A 28.22. ábrán bejelölt F terhelő erő r karon hajlítja a rugó menseit. Ez a hajlítás a rugó meneteinek keresztmetszetére ugyanakkora, és a hajlítófeszültség

$$\sigma_{hj} = \frac{M}{K} = \frac{rF}{\pi d^3/32}$$

képletből számítható, kör szelvényű huzal esetén.

A csigarugó alakváltozását vizsgálva külön kérdés lehet a rugó két végén levő egyenes szár alakváltozása, amelyet a hossza mentén változó hajlítónyomaték terhel, és a tekercselt rész alakváltozása, amelynek tekerés két szélő pontja (a 28.22. ábrán I és II) egymáshoz képest $f = \frac{D}{2} \hat{\varphi}$

íven elmozdul. Ha a tekercselt húzalhossz $l = \pi Di$, az elfordulás íve:

$$f = \frac{D}{2} \frac{Ml}{IE} = \frac{D}{2} \frac{\pi MDi}{\pi d^4 E / 64}$$

Az elfordulási szög, fokokban mérve:

$$\varphi^\circ = \frac{180^\circ \cdot 64}{\pi} \frac{DMi}{d^4 E} \approx \frac{3660}{E} \frac{DMi}{d^4}$$

A csigarugóban felhalmozott deformációs munka:

$$W_p = \frac{1}{2} M \hat{\varphi} = \frac{\pi d^3}{32} \sigma_{hj}^2 \frac{\pi Di}{Ed}$$

mivel a rugótekercs térfogata $V = \frac{\pi d^2}{4} \pi Di$, a rugó anyagkihasználási foka:

$$\frac{1}{2} M \hat{\varphi} = \eta \frac{1}{2} \frac{\sigma_{hj}^2}{E} V$$

összefüggésből meghatározható: $\eta = 1/4$, azaz 25%-os az anyagkihasználás az eszményi egyenszilárdságú rugóhoz képest.

Négyszögszelvényű, $a \times b$ téglalapkeresztmetszetű huzal esetén a méretezés alapösszefüggései az alábbiak szerint módosulnak:

Hajlításra a

$$\sigma_{hj} = \frac{M}{k} \frac{rf}{a^2 b / 6}$$

összefüggés szolgál.

Az elfordulási ív számításához az

$$f = \frac{D}{2} \frac{Ml}{IE} = \frac{D}{2} \frac{\pi MDi}{a^3 b E / 12}$$

ill. a fokokban mért szögelforduláshoz:

$$\varphi^\circ = \frac{180^\circ \cdot 12}{E} \frac{MDi}{a^3 b} = \frac{2160}{E} \frac{MDi}{a^3 b}$$

képletet használjuk.

A felhalmozott deformációs munka:

$$W_p = \frac{a^2 b}{6} \sigma_{hj}^2 \frac{\pi Di}{Ea}$$

ahol $abD\pi i = V$ a rugótekercs térfogata, s ezzel az anyagkihasználási fok az

$$\frac{1}{2} M \hat{\varphi} = \eta \frac{1}{2} \frac{\sigma_{hj}^2}{E} V$$

képletből

$$\eta = \frac{1}{3} = 33\%$$

Látható tehát, hogy a négyszögkeresztmetszetű csigarugó anyagkihasználása jobb, mint a kör keresztmetszetűeké. Mégis inkább az utóbbit gyártják, mert olcsóbb az előállítása.

A csigarugók hajlított görbe tartóknak tekintendők. A hajlított görbe rúd belső oldalán nagyobb a feszültség értéke az elméletileg kiszámítottánál. A valóságos feszültség a rúd belső oldalán a következő módon számítható

$$\sigma_{\max} = k \sigma_{hj}$$

A k tényező értékeit a $\kappa = D/d$ tekercselési szám függvényében a 28.1. táblázat mutatja.

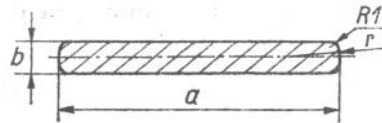
A csigarugó D középtátmérője a terhelés hatására fellépő φ° szögelfordulás következtében — a meneteket záró forgásértelemnél — D' -re csökken. A D' értékét a következő közelítő képletből számítjuk:

$$D' = D \frac{i}{i + \varphi^\circ / 360^\circ}$$

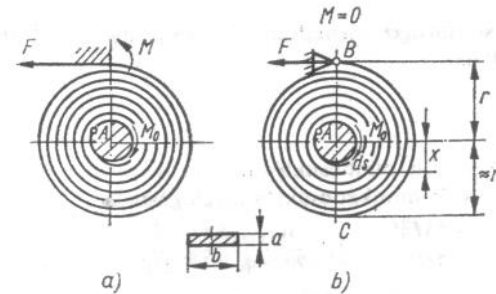
értéke a csigarugóba helyezett tűske átmérőjének meghatározásához fontos.

28.6. Spirálrugók

A 28.25. ábrán bemutatott spirálrugó lehet négyszög-, vagy kör szelvényű. A rugó menetei archimedesi spirálison haladnak. A rugó belső vége elforduló tengelyhez van erősítve, a külső vég pedig vagy befogott (28.25a ábra), vagy csuklósan megfogott (28.25b ábra).

Sima hordrugóacél
(MSZ 286)

Fő méretek			Kereszt- metszet, A, cm ² kb.	Kereszt- metszeti tényező, K, cm ³ kb.	Fm tömeg, kg/m kb.
a	b	r			
mm					
40	4	±0,6	1,60	0,106	1,26
	5		2,00	0,167	1,57
	6		2,40	0,240	1,88
45	7	±0,25	2,80	0,327	2,19
	5		2,25	0,187	1,77
	6		2,70	0,270	2,12
50	7	±0,25	3,15	0,368	2,46
	8		3,60	0,480	2,83
	5		2,50	0,208	1,96
55	6	±0,25	3,00	0,300	2,36
	7		3,50	0,408	2,74
	8		4,00	0,533	3,14
60	6	±0,35	3,30	0,330	2,59
	8		4,40	0,587	3,46
	6		3,60	0,360	2,83
70	8	±0,25	4,80	0,640	3,77
	10		6,00	1,000	4,71
	12		7,20	1,440	5,65
80	7	±0,35	4,90	0,572	3,84
	8		5,60	0,747	4,10
	10		7,00	1,170	5,50
90	11	±0,25	7,70	1,410	6,04
	10		8,00	1,330	6,28
	12		9,60	1,920	7,54
100	10	±0,35	9,00	1,500	7,07
	11		9,90	1,820	7,77
	12		10,80	2,160	8,48
110	7	±0,25	7,00	0,817	5,50
	8		8,00	1,070	6,28
	9		9,00	1,350	7,07
120	10	±0,35	10,00	1,670	7,85
	11		11,00	2,017	8,64
	12		12,00	2,400	9,42
115	8	±0,25	9,20	1,238	7,22
	9,5		10,92	1,725	8,58
	8		9,60	1,230	7,54
120	10	±0,35	12,00	2,000	9,42
	12		14,40	2,880	11,30



28.25. ábra. Spirálrugó befogása

a) tengelyhez erősítve; b) csuklóban befogva

A rugóban felhalmozható deformációs munka nagyobb a befogott végű rugónál, mint a csuklós megfogásúnál.

Befogott külső végű rugónál, elég nagy és sűrű menetszámnál a rugó teljes hossza mentén közelítőleg ugyanaz az $M = rF$ nyomaték terhel és minden keresztmetszetben ugyanakkora σ_{hj} ébred. Ekkor a számítás megegyezik a csigarugók számításával, s az anyagkihasználási tényező $\eta = 0,25$ négyzetű keresztmetszet esetén, és $\eta = 0,33$ kör keresztmetszetnél.

Ha a befogás meglazul, már csuklónak számít, ekkor a rugóanyag kihasználása kedvezőtlenebbé válik. A csuklóban működő F erő hajlítja a rugót, mégpedig a hajlítónyomaték a rugószál mentén változó, maximumát a B jelű csuklóval szemben, a külső menet C pontjában éri el:

$$M_{\max} = 2rF = 2M_0;$$

a nyomaték hatására ébredő hajlítófeszültség pedig

$$\sigma_{hj \max} = \frac{2rF}{K} = \frac{2M_0}{K}.$$

A tengelyre $M_0 = rF$ nyomaték működik, a középvonaltól x távolságra, a rugónak egy tetszőleges ds eleme pedig

$$M = (r+x)F = \left(1 + \frac{x}{r}\right)rF = \left(1 + \frac{x}{r}\right)M_0$$

nyomaték. Az A pont szögelfordulása:

$$\hat{\varphi} = 1,5 \frac{M_0 l}{IE}.$$

Befogott végű spirálrugó szögelfordulása ugyanúgy számítható, mint a csigarugóké, tehát:

$$\hat{\varphi} = \frac{M_0 l}{IE},$$

látható, hogy az érték kisebb, mint csuklós megfogás esetén.

Nézzük a deformációs munkát csuklós megfogásnál:

$$W_p = \frac{1}{2} M_0 \hat{\varphi} = \frac{1,5 M_0^2 l}{2IE} = 1,5 \frac{\sigma_{hj \max} K^2}{4} \frac{l}{2IE}.$$

Kör keresztmetszet esetén: $\frac{K^2}{I} = \frac{\pi d^2}{16}$, viszont

$$\frac{\pi d^2}{4} l = V; \text{ ezeket figyelembe véve a}$$

$$W_p = \frac{1,5}{16} \frac{\sigma_{hj \max}^2}{2E} V = \frac{1}{10,66} \frac{\sigma_{hj \max}^2}{2E} V,$$

négyszögkeresztmetszet esetén pedig $\frac{K^2}{I} = \frac{ab}{3}$,

és $abl = V$ helyettesítéssel

$$W_p = \frac{1,5}{12} \frac{\sigma_{hj \max}^2}{2E} V = \frac{1}{8} \frac{\sigma_{hj \max}^2}{2E} V$$

módon alakul.

Befogott végű spirálrugónál a csigarugóhoz hasonlóan számítjuk a deformációs munkát.

Az anyagkihasználási tényezők így módon 2,66-szor jobb értéket adnak befogott végű spirálrugónál, akár kör, akár négyszögű szelvényről van szó, mint csuklós végűnél.

A befogott végű spirálrugó megoldás tehát mind az igénybevétel, mind az anyagkihasználás szempontjából sokkal kedvezőbb, ha azonban a befogás idővel meglazul, csuklóvá válik, s a feszültség körülbelül kétszeresére növekszik, ami rugótörést okozhat. Erre a körülményre a konstruktőrnek ügyelnie kell.

Nagy alakváltozásoknál a közölt összefüggések a valóságtól eltérő eredményeket adnak, mert a menetek egymásra fekszenek és közöttük súrlódás lép fel. Spirálrugóknál ezért lehetőleg olajozni kell a meneteket.

A spirálrugókat rendszerint négyszögszelvényű vagy körszelvényű húzott és patentírozott huzalból készítik. Általában kis erők, ill. nyomatékok átvitelére alkalmazzuk őket.

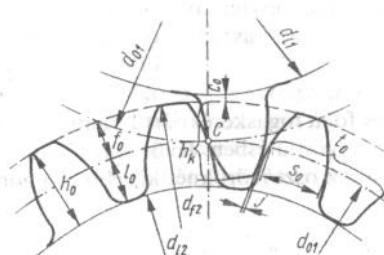
Készítenek azonban nagyobb nyomatékok átvitelére rugólemezből alakos spirálrugókat is.

29. Fogaskerek méretezése

29.1. Fogaskerek geometriája

Egymáshoz közelfekvő tengelyek között a forgatónyomaték ill. a teljesítmény átvitelére fogaskerek alkalmazhatók. A fogaskerékhajtás tengelyek között kényszerkapcsolatot jelent, mivel a fogak kapcsolódása következtében a kerek csak együtt foroghatnak.

Ha a tengelyek egymással párhuzamosak, akkor az egymáson leforduló körhengerfelületeknek a tengelyre merőleges síkkal való metszetei a gördülőkörök. A körök érintkezési pontját, a C pontot főpontnak, a körök középpontjait összekötő egyenest középponti egyenesnek nevezük. A gördülőkör szolgálhat arra, hogy a fogak egymástól való távolságát, az ún. osztást rajta megadjuk, vagyis a gördülőkör lehet a kerek osztóköre is. Ez az *elemi fogazat*, amelynél tehát az osztókör és a gördülőkör egybeesik.



29.1. ábra. Fogaskerek méretei és jelölései

A fogprofil (29.1. ábra) kívül a d_f fejkör, belül a d_l lábkör határolja. A fejkörnél a fog tetején a fejszalag, a lábkörnél pedig a fenékszalag húzódik. A fogszélesség jele: b , ez a fog tengelyirányú mérete. A ferde fogú kerekknél a foghossz elnevezést is használjuk, ezen az alapcsíkon levő fogirányvonal hosszúságát értjük a fog egyik végétől a másikig.

Egyenes fogú kerek fogainak egymástól való t_0 távolságát az osztókörön ívben számítjuk. Ha a fogak száma z , és az osztás t_0 , akkor

Befogott végű spirálrugó szögelfordulása ugyanúgy számítható, mint a csigarugóké, tehát:

$$\hat{\varphi} = \frac{M_0 l}{IE},$$

látható, hogy az érték kisebb, mint csuklós megfogás esetén.

Nézzük a deformációs munkát csuklós megfogásnál:

$$W_p = \frac{1}{2} M_0 \hat{\varphi} = \frac{1,5 M_0^2 l}{2IE} = 1,5 \frac{\sigma_{hj \max}^2 K^2}{4} \frac{l}{2IE}.$$

Kör keresztmetszet esetén: $\frac{K^2}{l} = \frac{\pi d^2}{16}$, viszont

$$\frac{\pi d^2}{4} l = V; \text{ ezeket figyelembe véve a}$$

$$W_p = \frac{1,5}{16} \frac{\sigma_{hj \max}^2}{2E} V = \frac{1}{10,66} \frac{\sigma_{hj \max}^2}{2E} V,$$

négyszögkeresztmetszet esetén pedig $\frac{K^2}{l} = \frac{ab}{3}$,

és $abl = V$ helyettesítéssel

$$W_p = \frac{1,5}{12} \frac{\sigma_{hj \max}^2}{2E} V = \frac{1}{8} \frac{\sigma_{hj \max}^2}{2E} V$$

módon alakul.

Befogott végű spirálrugónál a csigarugóhoz hasonlóan számítjuk a deformációs munkát.

Az anyagkihasználási tényezők így módon 2,66-szor jobb értéket adnak befogott végű spirálrugónál, akár kör, akár négyszögű szelvényről van szó, mint csuklós végűnél.

A befogott végű spirálrugó megoldás tehát mind az igénybevétel, mind az anyagkihasználás szempontjából sokkal kedvezőbb, ha azonban a befogás idővel meglazul, csuklóvá válik, s a feszültség körülbelül kétszeresére növekszik, ami rugótörést okozhat. Erre a körülményre a konstruktőrnek ügyelnie kell.

Nagy alakváltozásoknál a között összefüggések a valóságtól eltérő eredményeket adnak, mert a menetek egymásra fekszenek és közöttük súrlódás lép fel. Spirálrugóknál ezért lehetőleg olajozni kell a meneteket.

A spirálrugókat rendszerint négyszögshelvényű vagy körszelvényű húzott és patentírozott huzalból készítik. Általában kis erők, ill. nyomatékok átvitelére alkalmazzuk őket.

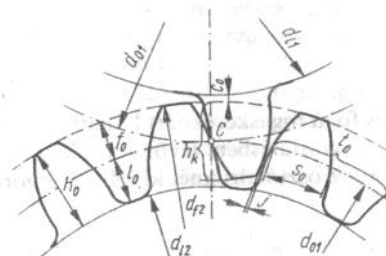
Készítenek azonban nagyobb nyomatékok átvitelére rugólemezből alakos spirálrugókat is.

29. Fogaskerekek méretezése

29.1. Fogaskerekek geometriája

Egymáshoz közelfekvő tengelyek között a forgatónyomaték ill. a teljesítmény átvitelére fogaskerekek alkalmazhatók. A fogaskerékhajtás tengelyek között kényszerkapcsolatot jelent, mivel a fogak kapcsolódása következtében a kerek csak együtt foroghatnak.

Ha a tengelyek egymással párhuzamosak, akkor az egymáson leforduló körhengerfelületeknek a tengelyre merőleges síkkal való metszetei a gördülőkörök. A körök érintkezési pontját, a C pontot főpontnak, a körök középpontjait összekötő egyenest középponti egyenesnek nevezük. A gördülőkör szolgálhat arra, hogy a fogak egymástól való távolságát, az ún. osztást rajta megadjuk, vagyis a gördülőkör lehet a kerek osztóköre is. Ez az *elemi fogazat*, amelynél tehát az osztókör és a gördülőkör egybeesik.



29.1. ábra. Fogaskerekek méretei és jelölései

A fogprofil (29.1. ábra) kívül a d_f fejkör, belül a d_l lábkör határolja. A fejkörnél a fog tetején a fejszalag, a lábkörnél pedig a fenékszalag húzódik. A fogszélesség jele: b , ez a fog tengelyirányú mérete. A ferde fogú kerekknél a foghossz elnevezést is használjuk, ezen az alapsíkon levő fogirányvonal hosszúságát értjük a fog egyik végétől a másikig.

Egyenes fogú kerek fogainak egymástól való t_0 távolságát az osztókörön ívben számítjuk. Ha a fogak száma z , és az osztás t_0 , akkor

az osztókör kerülete egyenlő a fogszám és az osztás szorzatával:

$$d_0 \pi = z t_0,$$

ebből

$$d_0 = z \frac{t_0}{\pi}.$$

A z fogszám csak egész szám lehet. Célszerű, hogyha az osztókör átmérőjét egész számú milliméterekben fejezzük ki. Ez a törekvés akkor teljesül, ha a

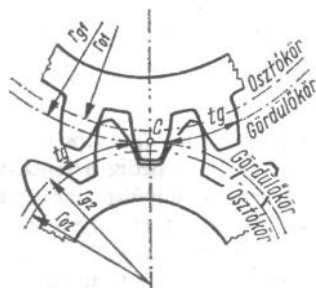
$$\frac{t_0}{\pi} = m.$$

Ezt az m értéket nevezzük a fogaskerék *moduljának*, ez a fogaskerék legjellemzőbb értéke. A modult mm-ben szokás megadni. A fogaskerekek szabványos modulértékei az MSZ 434-ben találhatóak. Együtt dolgozó kerek fogosztásainak egyenlőknek kell lenniük, vagyis a moduloknak is meg kell egyezniük.

Az m modul fentiek szerint az egyenes fogú kerék osztásának és a π -nek a hányadosa, ill. egyenes fogazat esetén az osztókörátmérő és a fogszám hányadosa, vagyis:

$$m = \frac{t_0}{\pi} = \frac{d_0}{z}.$$

A 29.1. ábrán olyan egyenes fogú fogaskerékpárt láthatunk, amelynek osztóköröi egyúttal a tiszta gördülésben levő gördülőkörök is. A 29.2. ábra szerinti párosításnál az osztóköröknél kijebb eső gördülő



29.2. ábra. Általános fogazat

körökön vagy a tiszta gördülés. Ilyen fogaskerék-párosítás esetén az osztókörbeli t_0 osztáson és az ennek megfelelő m szabványos modulon kívül használjuk még a gördülő körbeli íven mért t_g osztást is; az ennek megfelelő modul az m_g gördülőköri modul, ami a következő képlettel fejezhető ki:

$$m_g = \frac{t_g}{\pi} = \frac{d_g}{z}.$$

Ezt a modult csupán a fogaskerekek számításának a megkönnyítésére vezettük be.

A képletbe behelyettesítve az m -et, $d_0 = z m$, vagyis az osztókör átmérője a fogszám és a modul szorzatával egyenlő. Az osztókör sugara:

$$r_0 = \frac{z m}{2}.$$

A képlet szerint az osztókör sugarak a fordulatszámokkal fordítottan arányosak. A sugarakat a fogszámokkal és a modullal fejezhetjük ki a képlet szerint, majd egyszerűsítve kapjuk, hogy

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

vagyis a fogszámok a fordulatszámokkal fordítottan arányosak. A fogaskerekeknél tehát a fordulatszámok viszonyát, vagyis az áttételt a fogszámok viszonya fejezi ki.

Két együtt dolgozó z_1 és z_2 fogszámú elemi kereket az jellemez, hogy az osztókörök egyúttal a gördülőkörök is, vagyis a tengelytávolság a két osztókör sugar összege. Az osztókör sugarakat a képlet szerint kifejezve, az elemi tengelytávra, amit a_0 -val jelölünk, külső fogazat esetén az alábbi képletet kapjuk:

$$a_0 = r_{01} + r_{02} = \frac{z_1 + z_2}{2} m.$$

A 29.2. ábra szerinti párosításnál a gördülőkörbeli modullal

$$a = r_{g1} + r_{g2} = \frac{z_1 + z_2}{2} m_g.$$

A gyakorlatban az a szokás alakult ki, hogy az osztókörbeli modul segítségével fejezzük ki a fogazat többi méreteit is. Az elemi fogazatot a következő értékekkel vezetjük be: a fejmagasság egyenlő a modullal; a

az osztókör kerülete egyenlő a fogszám és az osztás szorzatával:

$$d_0 \pi = z t_0,$$

ebből

$$d_0 = z \frac{t_0}{\pi}.$$

A z fogszám csak egész szám lehet. Célszerű, hogyha az osztókör átmérőjét egész számú milliméterekben fejezzük ki. Ez a törekvés akkor teljesül, ha a

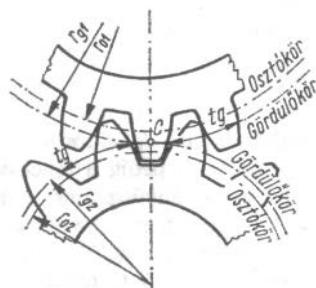
$$\frac{t_0}{\pi} = m.$$

Ezt az m értéket nevezzük a fogaskerék *moduljának*, ez a fogaskerék legjellemzőbb értéke. A modult mm-ben szokás megadni. A fogaskerekek szabványos modulértékei az MSZ 434-ben találhatóak. Együtt dolgozó kerek fogosztásainak egyenlőknek kell lenniük, vagyis a moduloknak is meg kell egyezniük.

Az m modul fentiek szerint az egyenes fogú kerék osztásának és a π -nek a hányadosa, ill. egyenes fogazat esetén az osztókörátmérő és a fogszám hányadosa, vagyis:

$$m = \frac{t_0}{\pi} = \frac{d_0}{z}.$$

A 29.1. ábrán olyan egyenes fogú fogaskerékpárt láthatunk, amelynek osztóköröi egyúttal a tiszta gördülésben levő gördülőkörök is. A 29.2. ábra szerinti párosításnál az osztóköröknél kijebb eső gördülő



29.2. ábra. Általános fogazat

körökön vagy a tiszta gördülés. Ilyen fogaskerék-párosítás esetén az osztókörbeli t_0 osztáson és az ennek megfelelő m szabványos modulon kívül használjuk még a gördülő körbeli íven mért t_g osztást is; az ennek megfelelő modul az m_g gördülőköri modul, ami a következő képlettel fejezhető ki:

$$m_g = \frac{t_g}{\pi} = \frac{d_g}{z}.$$

Ezt a modult csupán a fogaskerekek számításának a megkönnyítésére vezettük be.

A képletbe behelyettesítve az m -et, $d_0 = z m$, vagyis az osztókör átmérője a fogszám és a modul szorzatával egyenlő. Az osztókör sugara:

$$r_0 = \frac{z m}{2}.$$

A képlet szerint az osztókör sugarak a fordulatszámokkal fordítottan arányosak. A sugarakat a fogszámokkal és a modullal fejezhetjük ki a képlet szerint, majd egyszerűsítve kapjuk, hogy

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

vagyis a fogszámok a fordulatszámokkal fordítottan arányosak. A fogaskerekeknél tehát a fordulatszámok viszonyát, vagyis az áttételt a fogszám viszonya fejezi ki.

Két együtt dolgozó z_1 és z_2 fogszámú elemi kereket az jellemez, hogy az osztókörök egyúttal a gördülőkörök is, vagyis a tengelytávolság a két osztókör sugar összege. Az osztókör sugarakat a képlet szerint kifejezve, az elemi tengelytávra, amit a_0 -val jelölünk, külső fogazat esetén az alábbi képletet kapjuk:

$$a_0 = r_{01} + r_{02} = \frac{z_1 + z_2}{2} m.$$

A 29.2. ábra szerinti párosításnál a gördülőkörbeli modullal

$$a = r_{g1} + r_{g2} = \frac{z_1 + z_2}{2} m_g.$$

A gyakorlatban az a szokás alakult ki, hogy az osztókörbeli modul segítségével fejezzük ki a fogazat többi méreteit is. Az elemi fogazatot a következő értékekkel vezetjük be: a fejmagasság egyenlő a modullal; a

lábmagasság $7m/6 = 1,166 m$; vagyis a fejkör és az ellenkerék lábköre közötti fejhézag: $c_0 = m/6 = 0,166 m$; a teljes fogmagasság: $h_0 = 13m/6 = 2,166 m$. Az elemi fogazat esetében a tengelytáv, a fogmagasság és még néhány egyéb méret betűjelénél általában 0 indexet alkalmazunk. Az $m = 1 mm$ -re vonatkozó fajlagos értékeket pedig felül vessző jellel látjuk el.

Az elemi kerékméretektől, amelyek hosszú ideig kötöttséget jelentettek a fogaskerekek tervezésénél, fokozatosan eltértek. Így a $c'_0 = 1/6$ nagyságú fejhézag-tényező fokozatosan megnövekedett 0,20 értékre, jelenleg pedig a szabványos elemi fejhézag-tényező: $c'_0 = 0,25 = 1/4$. A fogmagasságot az f'_0 fejmagasság-tényező értéke szabja meg, ami az egységnyi modulú elemi fogazat fejmagassága, vagyis

$$f'_0 = \frac{f_0}{m}$$

A fogazatot háromféle fogmagassággal lehet készíteni, és pedig a leggyakoribb a normálfogazat, amelynél $f'_0 = 1$. Ezenkívül alkalmazzuk még az alacsony fogazatot, amelynél $f'_0 < 1$ és a magas fogazatot is, amelynél $f'_0 > 1$.

A fogmagasság általában: $h = f + l$.

A fejhézag jele általában: c . A fent említett fejmagasság-tényezővel és fejhézag-tényezővel az elemi fogazat fogmagassága:

$$h_0 = f_0 + l_0 = (2f'_0 + c'_0) m$$

Az elemi fogazat lábmagassága:

$$l_0 = f_0 + c_0 = (f'_0 + c'_0) m$$

Két kapcsolódó fogaskerék geometriai méretezésénél fontos szerepe van a kerekek fejkörei által a középponti egyenesen kimetszett hosszúságnak, amit *közös fogmagasságnak* nevezünk. Ez a fejmagasságok összege, vagyis

$$h_k = f_1 + f_2$$

Elemi fogazatú kerekek esetén, hogyha $f'_0 = 1$, a közös fogmagasság:

$$h_k = 2m$$

A fog vastagsága s , ami a fog vastagsága ívben mérve. A fogárok ívben mért szélessége w . Elméletileg a fog vastagságát az osztókörön

elemi egyenes fogazat esetén az osztás felének vesszük, mivel a számításkor nál hézagmentes fogazatot tételezünk fel. Eszerint a hézagmentes elemi fog vastagsága:

$$s_0 = \frac{t_0}{2} = \frac{m\pi}{2}$$

A beszorulás elleni biztonság okából, a melegedés miatt bekövetkező tágulás lehetővé tételére, továbbá a fogfelületek jobb olajozása végett a gyártáskor némi hézagot, játékot hagyunk a fogak között. A megengedhető j hézag nagyságát a fogaskerekek tűrésével foglalkozó szabványok írják elő.

Az s fogvastagságot nemcsak az osztókörön, hanem más körön is, pl. a gördülőkörön, a fejkörön stb. is kiszámítjuk; ilyenkor a megfelelő indexszel látjuk el, pl. s_r, s_g stb.

Ferde fogazat esetén a homlokmetszetben a hézagmentes elemi fogvastagság értéke:

$$s_{0h} = \frac{t_{0h}}{2} = \frac{\pi m_h}{2}$$

Az ívben vett fogvastagságot nem lehet mérésrel ellenőrizni, hanem csak az ív húrját tudjuk mérni. A fogvastagság ívének húrját \bar{s} betűvel jelöljük. A fog fejmagasságának az ellenőrzésekor az \bar{s} húrmérettől számított sugárirányú távolságot mérjük, amelynek jele \bar{f} . Ez az érték a fogvastagság ívmagasságával nagyobb, mint az f érték.

Angliában és Amerikában az általunk használt m mm-ben kifejezett modul mellett még a következő módszerek is használatosak:

Az egyik módszernél megadják azt, hogy hány fog esik az osztókör-átmérő $1''$ hosszúságára. Ezt az értéket Diametral Pitch-nek (DP) nevezzük, jele: P . $P=6$ azt jelenti, hogy $1''$ átmérőre 6 fog esik. A z fogszámú keréknek az osztókörátmérője hüvelykben:

$$d'' = \frac{z}{P}$$

A hüvelyknek mm-re való átszámításával

$$25,4 \frac{z}{6} = mz$$

A fogak együtthaladásának feltétele az, hogy a fogmerőleges irányába eső sebességük azonos legyen. Bontsuk fel tehát a kerületi sebességeket a fogmerőleges irányába eső és arra merőleges komponensekre. A sebességeknek a fogmerőleges irányával alkotott ϑ_1 és ϑ_2 szögei egyenlők az o_1 és az o_2 középpontokból a fogmerőlegesre húzott r_{a1} és r_{a2} merőlegesek és az R_1 és R_2 sugarak által bezárt szögekkel.

A kerületi sebességeknek a fogmerőleges irányába eső v_{1n} és v_{2n} (normális) komponenseinek egyenlőségét felírva

$$v_{1n} = v_{2n}, \quad \text{ill.} \quad v_1 \cos \vartheta_1 = v_2 \cos \vartheta_2;$$

és a kerületi sebességeket a sugarakkal és a szögsebességekkel felírva

$$R_1 \omega_1 \cos \vartheta_1 = R_2 \omega_2 \cos \vartheta_2.$$

A ϑ_1 és ϑ_2 szögek cosinusait az r_{a1} és r_{a2} , valamint az R_1 és R_2 sugarakból számíthatjuk

$$\cos \vartheta_1 = \frac{r_{a1}}{R_1} \quad \text{és} \quad \cos \vartheta_2 = \frac{r_{a2}}{R_2},$$

és a $\cos \vartheta_1$ és $\cos \vartheta_2$ értékét az előző egyenletbe helyettesítve

$$R_1 \omega_1 \frac{r_{a1}}{R_1} = R_2 \omega_2 \frac{r_{a2}}{R_2},$$

amelyből egyszerűsítés után

$$\omega_1 r_{a1} = \omega_2 r_{a2}$$

egyenlet adódik. Ebből felírhatjuk a szögsebességek arányát

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{a2}}{r_{a1}}.$$

A továbbiakban felhasználhatjuk azt a körülményt, hogy az O_1N_1F és az $O_2N_2F_2$ háromszögek hasonlóak, ui. mindkettő derékszögű háromszög. A derékszögek az N_1 és az N_2 talppontokban vannak, a C pontban viszont a két háromszög szögei csúcshögek és így egyenlők.

Ennek alapján felírhatjuk a csúcshögekkel szembenfekvő r_{a1} és r_{a2} , valamint a derékszögekkel szembenfekvő O_1C és O_2C távolságok arányának egyenlőségét

$$\frac{r_{a1}}{r_{a2}} = \frac{O_1C}{O_2C}.$$

Az előző egyenletből viszont r_{a1} és r_{a2} a szögsebességekkel fordítottan aránylik, így

$$\frac{r_{a1}}{r_{a2}} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{O_1C}{O_2C},$$

és figyelembe véve, hogy a szögsebességek aránya megegyezik az áttétellel, továbbá az egyenletes hajtás végett állandó kell legyen

$$i = \text{konst} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2C}{O_1C}.$$

A levezetett összefüggésből levonhatjuk azt a következtetést, hogy a szögsebességek aránya akkor lesz állandó, ha a fogprofilok kapcsolódó pontjainak közös merőlegese, a fogmerőleges, a fogaskerek középpontjait összekötő O_1O_2 centrális egyenest az áttétel arányában osztja ketté. Tekintettel arra, hogy az O_1O_2 távolság a tengelytávolsággal egyezik meg, elemi fogazásnál pedig az O_1C és O_2C távolságok az osztókörök r_1 és r_2 sugarával azonosak, az F pont tehát az ún. főpont.

Végezelményben a szögsebességek aránya akkor lesz állandó, ha a kapcsolódás bármely helyzetében a kapcsolódó pontok közös profilnormálisa mindig átmegy a C főpontban.

A kapcsolódó profilpontok közös érintőjébe eső v_{1t} és v_{2t} sebességkomponensek, amint az ábrán is láthatjuk nem azonosak. Ez gyakorlatilag annyit jelent, hogy a profilok nincsenek tiszta gördülésben egymással, hanem a felületek egymáson csúszva gördülnek. A csúszás v_s sebessége a két érintőleges sebesség különbségével megegyező

$$v_s = v_{1t} - v_{2t}.$$

A nagyobb érintőleges v_{1t} sebesség felírható a v_{2t} és a csúszási sebesség összegével

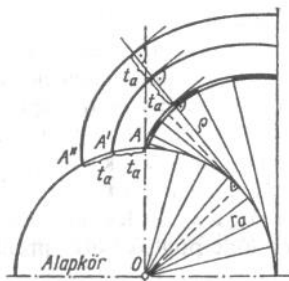
$$v_{1t} = v_{2t} + v_s.$$

A csúszási sebesség ilyen értelmezésével azt mondhatjuk, hogy a profilok v_{2t} sebességgel egymáson legördülnek, és eközben az I kerék fogának kapcsolódó profilpontja, v_s sebességgel előresietve csúszik az ellenprofilon.

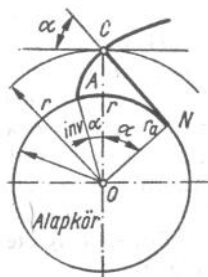
Az evolvens. A körevolvens úgy keletkezik, hogy valamilyen körön egy érintő egyenest csúszás nélkül legördítünk. Az egyenes minden pontja körevolvenst ír le (29.5. ábra). A kört, amely mentén az egyenes gördül *alapkörnek* nevezzük.

Ha egy alapkörből több evolvens indítunk ki, akkor ezek az evolvensok egymással egybevágóak, ui. az alapkör középpontja körül elforgatva az evolvensok egymással fedésbe hozhatók. Az evolvens alakja kizárólag az alapkörtől függ, egy evolvens tehát a hozzátartozó alapkör r_a sugarának megadásával egyértelműen meg van határozva.

Egy alapkörhöz rajzolt több evolvens valamelyikének bármely pontjához tartozó profilmnormális a többi evolvensnek is profilmnormális lesz, vagyis bármely evolvenspontból az érintőre merőleges egyenes a többi evolvenset is úgy metszi, hogy a metszett evolvensponthoz tartozó érintőre merőleges lesz.



29.5. ábra. Evolvens keletkezése



29.6. ábra. Evolvens törvényszerűségei

A profilmnormálisok hossza minden helyen állandó. A különböző evolvenset u. a származtató egyenesnek egy-egy adott pontja írja le, ezek távolsága pedig természetesen állandó, és megegyezik az evolvensnek az alapkörön egymástól mért t_a távolságával.

A származtató egyenes mindig merőleges a származtatott evolvensponthoz érintőjére. Ez annyit jelent, hogy az evolvenshez húzott profilmnormális mindig érinti az alapkört.

Az evolvens ρ görbületi sugara minden pontban megegyezik a származtató egyenes N talppontja és az éppen leírt evolvenspont közötti távolsággal.

Az evolvens törvényszerűségeit a 29.6. ábrán követhetjük. Az r_a alapkörű evolvens C pontjának sugara r , a származtató egyenes talppontja N . Az N ponthoz húzott r_a , és a C ponthoz húzott r sugár között bezárt szög α , amelyre az OCN derékszögű háromszögből felírható

$$\cos \alpha = \frac{r_a}{r}, \quad \text{ill.} \quad r = \frac{r_a}{\cos \alpha}.$$

Az ábrán láthatjuk, hogy a C evolvensponthoz tartozó r sugár két részre osztja azt a szöget, amely az evolvens A kezdőpontja és az N talppont között van. A jobb oldali szög az α , ezt az előbb tárgyaltuk. A bal oldali szög értéke az α -tól függ. Az α növekedése, ill. csökkenése esetén ez a szög szintén növekszik, ill. csökken. Ezt a szöget az evolvens latin involuta nevének rövidítésével inv. α -val jelöljük. A két szöggel felírhatjuk az \overline{AN} ív hosszát

$$\overline{AN} = r_a(\text{inv} \alpha + \alpha).$$

Az \overline{AN} ív azonban megegyezik a \overline{CN} távolsággal,

$$\overline{AN} = \overline{CN},$$

a \overline{CN} értékét pedig az OCN háromszögből felírva kapjuk, hogy

$$\overline{CN} = r_a \text{tg} \alpha,$$

így az evolvens szögeinek egyenletéhez jutunk

$$r_a(\text{inv} \alpha + \alpha) = r_a \text{tg} \alpha,$$

amiből r_a -val való egyszerűsítés és rendezés után

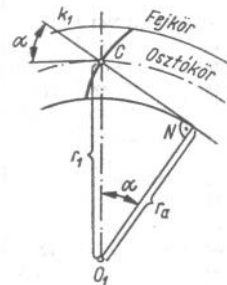
$$\text{inv} \alpha = \text{tg} \alpha - \alpha.$$

Az α ismeretében tehát az $\text{inv} \alpha$ számítható. A számítás megkönnyítésére, tekintve, hogy ezek fogaskerékszámításnál gyakran fordulnak elő, az evolvensszögeket a szögfüggvénytáblázatok rendszerint tartalmazzák. A fontosabb értékeket a 29.1. táblázatban találhatjuk meg.

Az ábrából levonható még az a következtetés is, hogy a \overline{CN} profilmnormális meghosszabbítása és a C ponthoz húzott r sugárra állított merőleges között levő szög az α -val megegyező értékű. Elemi fogazású fogaskerekeknel az ábrán r az osztókört jelenti, amelyen a C főpont helyezkedik el.

Az evolvensfogazású fogaskerekek fogprofiljának jellemző értéke az α szög, amelyet a C főpontnál a profilmnormális és az osztókör érintője alkot egymással (29.7. ábra). Ez az α szög az ún. kapcsolószöggel egyenlő.

Az α kapcsolószög nagysága Európában 20° és 15° . Hazánkban az $\alpha = 20^\circ$ a szabványos, (kivételes esetben $\alpha = 15^\circ$ is használható). Ang-



29.7. ábra. A fogprofil jellemző értéke

Az evolvenszög értékei: $\text{inv } \varepsilon = \text{tg } \varepsilon - \varepsilon$
(Radványi Béla: *Involut* című könyve alapján)

ε	$\text{inv } \varepsilon$	diff 1'	ε	$\text{inv } \varepsilon$	diff 1'	ε	$\text{inv } \varepsilon$	diff 1'
6° 0'	0,0003845	33,0	12° 0'	0,0031171	133,3	18° 0'	0,0107604	310,2
10'	4175	34,9	10'	32504	137,1	10'	10706	316,3
20'	4524	36,8	20'	33875	141,0	20'	13869	322,5
30'	4892	38,8	30'	35285	145,0	30'	17094	328,8
40'	5280	40,7	40'	36735	148,9	40'	20382	335,2
50'	5687	42,8	50'	38224	153,0	50'	23734	341,7
7° 0'	0,0006115	44,9	13° 0'	0,0039754	157,1	19° 0'	0,0127151	348,1
10'	6564	47,1	10'	41325	161,3	10'	30632	354,8
20'	7035	49,3	20'	42938	165,5	20'	34180	361,4
30'	7528	51,6	30'	44593	169,8	30'	37794	368,1
40'	8044	53,8	40'	46291	174,2	40'	41475	375,0
50'	8582	56,3	50'	48033	178,6	50'	45225	381,9
8° 0'	0,0009145	58,7	14° 0'	0,0049819	183,1	20° 0'	0,0149044	388,8
10'	9732	61,1	10'	51650	187,6	10'	52932	395,9
20'	10343	63,7	20'	53526	192,2	20'	56891	403,1
30'	10980	66,3	30'	55448	196,9	30'	60922	410,2
40'	11643	68,9	40'	57417	201,7	40'	65024	417,6
50'	12332	71,6	50'	59434	206,4	50'	69200	424,9
9° 0'	0,0013048	74,4	15° 0'	0,0061498	211,3	21° 0'	0,0173449	432,4
10'	13792	77,1	10'	63611	216,2	10'	77773	439,9
20'	14537	80,0	20'	65773	221,2	20'	82172	447,5
30'	15363	83,0	30'	67985	226,3	30'	86647	455,2
40'	16193	85,8	40'	70248	231,3	40'	91199	463,0
50'	17051	89,0	50'	72561	236,6	50'	95829	470,9
10° 0'	0,0017941	91,9	16° 0'	0,0074927	241,8	22° 0'	0,0200538	478,8
10'	18860	95,2	10'	77345	247,2	10'	05325	486,9
20'	19812	98,3	20'	79817	252,5	20'	10195	495,0
30'	20795	101,5	30'	82342	257,9	30'	15145	503,2
40'	21810	104,9	40'	84921	263,5	40'	20177	511,5
50'	22859	108,2	50'	87556	269,1	50'	25292	519,9
11° 0'	0,0023941	111,6	17° 0'	0,0090247	274,8	23° 0'	0,0230491	528,4
10'	25057	115,1	10'	92995	280,4	10'	35775	536,9
20'	26208	118,6	20'	95799	286,3	20'	41144	545,6
30'	27394	122,2	30'	98662	292,1	30'	46600	554,4
40'	28616	125,9	40'	0,0101583	298,1	40'	52144	563,1
50'	29875	129,6	50'	04564	304,0	50'	57775	572,2

ε	$\text{inv } \varepsilon$	diff 1'	ε	$\text{inv } \varepsilon$	diff 1'	ε	$\text{inv } \varepsilon$	diff 1'
24° 0'	0,0263497	581,1	30'	67196	1016,0	30'	29159	1597,6
10'	69308	590,3	40'	77356	1029,6	35'	37147	1607,4
20'	75211	599,5	50'	87652	1043,4	40'	45184	1617,0
30'	81206	608,8				45'	53269	1627,0
40'	87294	618,2	31° 0'	0,0598086	1057,1	50'	61404	1636,8
50'	93476	627,8	10'	0,0608657	1071,1	55'	69588	1646,8
			20'	19368	1085,3			
25° 0'	0,0299754	637,3	30'	30221	1099,5	37° 0'	0,1077822	1656,8
10'	0,0306127	647,0	40'	41216	1113,9	5'	86106	1667,0
20'	12597	656,9	50'	52355	1128,5	10'	94441	1676,8
30'	19166	666,7				15'	0,1102825	1687,2
40'	25833	676,8	32° 0'	0,0663640	1143,2	20'	11261	1697,2
50'	32601	686,9	10'	75072	1158,0	25'	19747	1707,6
			20'	86652	1173,1	30'	28285	1718,0
26° 0'	0,0339470	697,1	30'	98383	1188,2	35'	36875	1728,2
10'	46441	707,4	40'	0,0710265	1203,5	40'	45516	1738,6
20'	53515	717,9	50'	22300	1218,9	45'	54209	1749,2
30'	60694	728,3				50'	62955	1759,8
40'	67977	739,1	33° 0'	0,0734489	1234,6	55'	71754	1770,2
50'	75368	749,8	10'	46835	1259,9			
			20'	59334	1266,9	38° 0'	0,1180605	1781,0
27° 0'	0,0382866	760,6	30'	72003	1282,4	5'	89510	1791,6
10'	90472	771,6	40'	84827	1298,7	10'	98468	1802,4
20'	98188	782,7	50'	97814	1315,2	15'	0,1207480	1813,2
30'	0,0406015	793,9				20'	16546	1824,0
40'	13954	805,2	34° 0'	0,0810966	1331,7	25'	25667	1835,0
50'	22006	816,6	10'	24283	1348,6	30'	34842	1846,0
			20'	37769	1365,5	35'	44072	1857,0
28° 0'	0,0430172	828,2	30'	51424	1382,6	40'	53357	1868,2
10'	38454	839,9	40'	65250	1399,9	45'	62698	1879,2
20'	46853	851,6	50'	79249	1417,5	50'	72094	1890,6
30'	55369	863,5				55'	81547	1901,8
40'	64004	875,5	35° 0'	0,0893423	1435,1			
50'	72759	887,7	10'	0,0907774	1452,9	39° 0'	0,1291056	1913,2
			20'	22303	1470,9	5'	0,1300622	1924,6
29° 0'	0,481636	899,9	30'	37012	1489,1	10'	10245	1936,0
10'	90635	912,3	40'	51903	1507,6	15'	19925	1947,6
20'	99758	924,9	50'	66979	1526,1	20'	29663	1959,2
30'	0,0509007	937,4				25'	39459	1970,8
40'	18381	950,3	36° 0'	0,0982240	1540,2	30'	49313	1982,6
50'	27884	963,1	5'	89941	1549,6	35'	59226	1994,4
			10'	97689	1559,2	40'	69198	2006,0
30° 0'	0,0537515	976,2	15'	0,1005485	1568,6	45'	79228	2018,2
10'	47277	989,3	20'	13328	1577,6	50'	89319	2030,0
20'	57170	1002,6	25'	21216	1588,6	55'	99469	2042,0

ϵ	inv ϵ	diff 1'	ϵ	inv ϵ	diff 1'	ϵ	inv ϵ	diff 1'
40° 0'	0,1409679	2054,2	20'	21380	2421,2	40'	88512	2850,4
5'	19950	2066,4	25'	33486	2435,4	45'	0,2102764	2866,8
10'	30282	2078,6	30'	45662	2449,8	50'	17098	2883,6
15'	40675	2090,8	35'	57911	2463,8	55'	31516	2900,4
20'	51129	2103,2	40'	70230	2478,4			
25'	61645	2115,6	45'	82622	2493,0	45° 0'	0,2146018	2917,4
30'	72223	2128,2	50'	95087	2507,4	5'	60605	2934,4
35'	82864	2140,8	55'	0,1807624	2522,2	10'	75277	2951,6
40'	93568	2153,4				15'	90035	2968,6
45'	0,1504335	2166,0	43° 0'	0,1820235	2537,0	20'	0,2204878	2986,2
50'	15165	2178,8	5'	32920	2551,6	25'	19809	3003,4
55'	26059	2191,6	10'	45678	2566,8	30'	34826	3021,0
			15'	58512	2581,6	35'	49931	3038,6
41° 0'	0,1537017	2204,6	20'	71420	2596,8	40'	65124	3056,4
5'	48040	2217,6	25'	84404	2611,8	45'	80406	3074,2
10'	59128	2230,8	30'	97463	2627,2	50'	99777	3092,2
15'	70282	2243,6	35'	0,1910599	2642,6	55'	0,2311238	2110,2
20'	81590	2257,0	40'	23812	2658,0			
25'	92785	2270,2	45'	37102	2673,4	46° 0'	0,2326789	3128,2
30'	0,1604136	2283,6	50'	50469	2689,2	5'	42430	3146,8
35'	15554	2297,0	55'	63915	2704,8	10'	58164	3165,0
40'	27039	2310,6				15'	73989	3183,4
45'	38592	3224,0	44° 0'	0,1977439	2720,6	20'	89906	3202,0
50'	50212	2337,8	5'	91042	2736,6	25'	0,2405916	3220,8
55'	61901	2351,4	10'	0,2004725	2752,4	30'	22020	3239,6
			15'	18487	2768,4	35'	38218	3258,6
42° 0'	0,1673658	2365,2	20'	32329	2784,8	40'	54511	3277,7
5'	85484	2379,0	25'	46253	2801,0	45'	70899	3296,8
10'	97379	2393,0	30'	60258	2817,2	50'	87383	3318,0
15'	0,1709344	2407,2	35'	74344	2833,6	55'	0 2503963	3335,4

liában és Amerikában a $14 \frac{1}{2}^\circ$ -ot használják, tekintve, hogy $\sin 14^\circ 30' \approx 0,25$ a szög könnyen felrajzolható.

A α szög ismeretében egy adott fogaskerék alapkörátmérője számítható. Az α kapcsolószög ui. a C ponthoz húzott r sugár és az N ponthoz húzott r_a sugár között is megtalálható, miután a két szög szarai egymásra merőlegesek. Az O_1CN háromszögből tehát

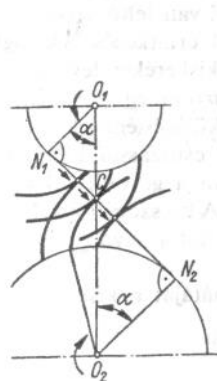
$$r_a = r \cos \alpha,$$

és az osztókör r sugarát a modullal és a fogszámmal kifejezve

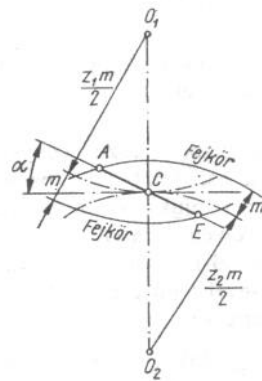
$$r_a = \frac{z m}{2} \cos \alpha, \quad \text{ill.} \quad d_a = z m \cos \alpha.$$

Két evolvensprofil kapcsolódásának folyamatát láthatjuk a 29.8. ábrán. A kapcsolódó profilpontok közös érintővel és emiatt közös profilmórással rendelkeznek. Tekintettel arra, hogy az evolvens bármely pontjához tartozó profilmórással az alapkört érinti, a közös profilmórással mindkét alapkört érinteni fogja. Miután ez a kapcsolódás valamennyi helyzetében fennáll, ezért a kapcsolódás a két alapkör közös N_1N_2 érintője mentén történik.

A kapcsolóvonal evolvensprofíllal rendelkező fogaskerekeként tehát egy olyan egyenes, amely mindkét alapkört érinti. A kapcsolódás ezen az egyenesen egyenletes sebességgel jön létre. A kerek úgy forog, mintha a két alapkörrel azonos méretű tárcsán keresztzett, végtelenített hajtószíj lenne elhelyezve. A valóságban a fogprofilok hossza lényegesen kisebb, mint az ábrán látható evolvenské. Az evolvenseket ui. és így a kapcsolóvonalat a fejkörök határolják (29.9. ábra). Az ábrán



29.8. ábra. Kapcsolódási folyamat

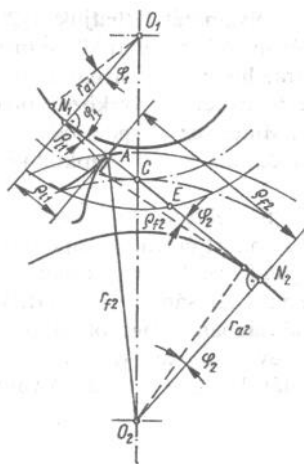


29.9. ábra. Fejkörök

láthatjuk továbbá azt is, hogy a C főponton átmenő fogmerőleges, amely a kapcsolóvonalal azonos, az osztókörök közös érintőjével szintén az α kapcsolószöget zárja be. Az α szög tehát a kapcsolóvonal hajlását is meghatározza, innen származik a kapcsolószög elnevezése.

Az evolvensgörbének fogazástechnikai szempontból még egy kedvező tulajdonsága van. Ha az evolvensprofíllal készített fogaskereket nem az elemi

$$a_0 = \frac{z_1 + z_2}{2} m,$$



29.10. ábra. Egymással kapcsolódó evolvensdarabok

hosszon pedig csúszni kényszerülnek. A csúszással megtett útrészt, vagyis a két darab különbségét viszonyítva a gördüléssel megtett útdarabhoz kapjuk a relatív csúszásértékeket. A kis szögelfordulásnak megfelelő evolvensdarabokat a közös alapkörérintőn levő ϱ_1 és ϱ_2 sugarak segítségével körívvel helyettesítjük.

η_1 -gyel jelölve a relatív csúszás ordinátáját a kiskerék lábészén, ennek értéke:

$$\eta_1 = \frac{\varrho_2 \varphi_2 - \varrho_1 \varphi_1}{\varrho_1 \varphi_1} = \frac{\varrho_2 \varphi_2}{\varrho_1 \varphi_1} - 1;$$

a nagykerék lábészén pedig η_2 -vel jelölve, a relatív csúszás értéke:

$$\eta_2 = \frac{\varrho_1 \varphi_1 - \varrho_2 \varphi_2}{\varrho_2 \varphi_2} = \frac{\varrho_1 \varphi_1}{\varrho_2 \varphi_2} - 1.$$

Az i áttételt bevezetve, $\varrho_1 = i\varphi_2$; ennek behelyettesítésével és egyszerűsítéssel

$$\eta_1 = \frac{\varrho_2}{\varrho_1 i} - 1$$

és
$$\eta_2 = \frac{\varrho_1 i}{\varrho_2} - 1.$$

hanem egy ettől eltérő $a \neq a_0$ ún. általános tengelytávon járattuk együtt, akkor a helyes kapcsolódás kinematikai feltételei továbbra is megmaradnak, és a szögsebességek aránya továbbra is állandó lesz.

Az evolvensfogazat relatív csúszásgörbéi. Az együtt dolgozó fogprofilok nem egyeznek meg egymással. A fejprofilon mindig nagyobb evolvensdarab érintkezik a lábprofilon levő kisebb darabbal. Emiatt a különbség miatt a fogprofilok csúszni kénytelenek egymáson.

A 29.10. ábrán a kiskerék lábészénél van feltüntetve az evolvensdarabok érintkezése. A fogfelületek csak a kiskeréken levő kisebb darabot teszik meg gördüléssel, a két darab különbségének megfelelő út-

Bebizonyítjuk, hogy ezeket a relatív csúszásokat egyenlő oldalú hiperbolákkal ábrázolhatjuk. A relatív csúszásoknak diagramban való ábrázolásakor a közös alapkörérintőt, vagyis a kapcsolóegyenest célszerű abszcisszául venni. Elemi fogazat esetén, a két fogaskerék tengelytávját, az O_1O_2 távolságot a_0 -val jelöljük, az N_1N_2 távolság ezzel kifejezhető:

$$\overline{N_1N_2} = a_0 \sin \alpha_0.$$

Az η_1 görbe esetében vegyük fel a ϱ_1 -et független változóknak, akkor

$$\varrho_2 = a_0 \sin \alpha_0 - \varrho_1.$$

Behelyettesítve az első egyenletébe:

$$\eta_1 = \frac{a_0 \sin \alpha_0 - \varrho_1}{\varrho_1 i} - 1;$$

átalakítva:

$$(\eta_1 + 1) \varrho_1 + \varrho_1 = a_0 \sin \alpha_0.$$

Helyettesítsük be a következő értékeket:

$$\eta_1 + 1 = y - \frac{1}{i}, \quad \varrho_1 = x.$$

Ezekkel

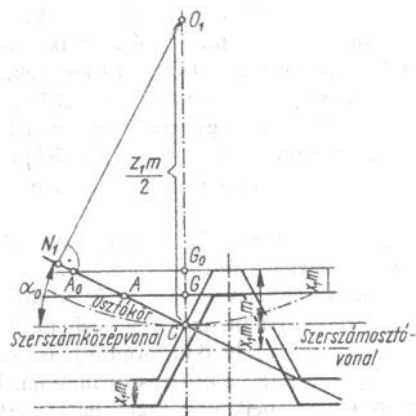
$$\left(y - \frac{1}{i}\right) xi + x = a_0 \sin \alpha_0.$$

Beszorozva és átalakítva:

$$xy = \frac{a_0 \sin \alpha_0}{i} = \text{const.}$$

A képlet jobb oldala ugyanis egy fogaskerékpár kapcsolódása alatt állandó. Az η_1 értékét a főpontban ismerjük, mert itt egyenlő evolvensdarabok érintkeznek, ezért itt $\eta_1 = 0$. Ekkor $y_0 = 1 + \frac{1}{i}$, ami azt jelenti, hogy az $\eta_1 = 0$ értékét jelentő ∞ vonalat (29.11. ábra) a C pont felett egységnyi távolságban kell meghúzni, és az N_1 pont alatt $\frac{1}{i}$ távolság-

azon alapkörhöz tartozó evolvens fejt le, a lefejtett evolvensnek azonban az alapkörtől távolabb levő része készül el, és ez használódik fel fogoldalnak. Ezt a fogazást profileltolós fogazásnak nevezzük. A profileltolós fogazat tehát olyan evolvens fogazat, amelynek előállításakor a szerszám középvonala nem érinti a kerék osztókörét, hanem el van tolva.



29.12. ábra. Profileltolós fogazat értelmezése

A G_0G távolságot egy, a modultól független x_1 tényezőnek a bevezetésével a modul függvényeként fejezhetjük ki, vagyis $G_0G = x_1m$, ahol az x_1 -et profileltolás-tényezőnek nevezzük. Ez az egységnyi ($m = 1$ mm) modulra vonatkoztatott profileltolás mértéke. Ugyanezzel az x_1m értékkel van távolabb a szerszám középvonala is a fogazandó kerék osztókörét érintő szerszámosztóvonalától. Ez a C ponton átmenő egyenes lesz tehát a fogaléc szerszámosztóvonal. Ennél a fogazatnál tehát a szerszám középvonala és a szerszámosztóvonal nem esik egybe.

A profileltolás mértékét az x_1 profileltolás-tényező fejezi ki, az egész profileltolás értéke: x_1m . Lécpofilú szerszámmal való fogazás esetén a profileltolás megegyezik a szerszám előállításának a mértékével. Metszőkerékkel is könnyen készíthetünk profileltolós fogazatot, a metszőkerék előállítása azonban nem egyezik meg az x_1m profileltolással, amint azt később látni fogjuk.

Profileltolós fogazatot úgy is készíthetünk, hogy a kerék középpontja felé közeledve helyezük el a lécpofilú szerszámot az elemi fogazatnak megfelelő helyzettől számítva. A távolabbra helyezés esetében

A fajlagos
profileltolás

$$x_1 = \frac{z_0 - z_1}{z_0}$$

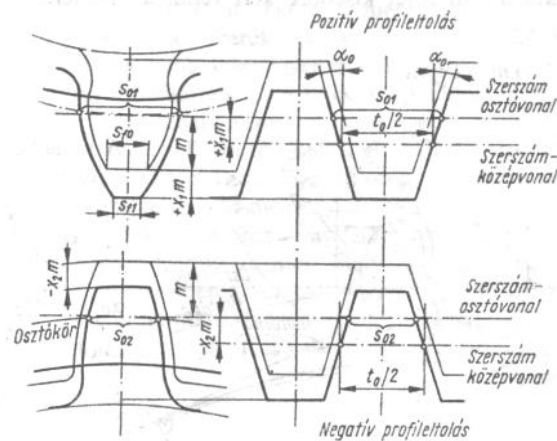
ahol

z_0 határfogszám

pozitív, a közelebbre helyezés esetében pedig negatív profileltolásról beszélünk (29.13. ábra).

Pozitív profileltolással a fog vastagsága a kerék osztókörén megnövekszik, mert a szerszámnak nem a középvonala, hanem a fejevonalához közelebb levő osztóvonal van a kerék osztókörével tiszta gördülésben; a fogárkot az osztókörben az a rész fogja készíteni. Az osztókörön levő fogvastagság annyival lesz nagyobb, mint amennyivel kisebb hézagot vág a szerszámnak ez, a középvonaltól x_1m távolságban levő osztóvonal. A fognak az osztókörön levő vastagsága a szerszám fogvastagságából számítható a következőképpen:

$$s_{01} = \frac{t_0}{2} + 2x_1m \operatorname{tg} \alpha_0.$$



29.13. ábra. Pozitív és negatív profileltolásokkal készített fogazatok

A kapcsolószám megtartása céljából a fejkörátmérőt megnöveljük annyira, hogy a fogmagasság meglegyen. A külső átmérő tehát a profileltolás kétszeresével lesz nagyobb, vagyis a külső átmérő:

$$d_{r1} = (z_1 + 2)m + 2x_1m.$$

Ezt a profileltolós fogazást $f_0' = 1$ -gyel jellemzett normálszerszámmal készíttetjük. A fog elhelyezkedésére jellemző, hogy az osztókörhöz viszonyítva nagyobb fejet és kisebb lábat kapunk. A fogoldal-evolvensnek nagyobb szögben hajolnak egymáshoz. A fogszámot addig

csökkenthetjük, amíg csak a fejnél hegyben végződő fogat nem kapunk. A fog kihegyesedésének a határeset:

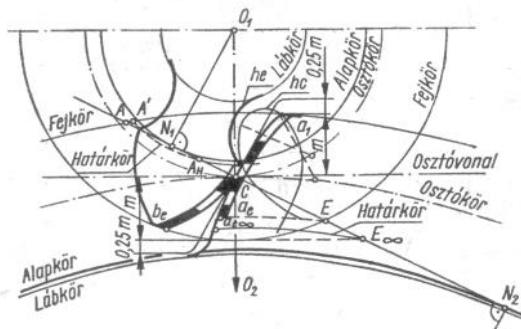
$$\alpha_0 = 20^\circ \quad \text{kapcsolószögnél kb.} \quad z = 7 \text{ fog.}$$

Negatív profileltolás esetén a fog az osztókörhöz viszonyítva úgy helyezkedik el, hogy rövid fejmagasságot és hosszú lábmagasságot kapunk. A 29.13. ábrán alul a 2 nagykeréknél $-x_2 m$ profileltolást alkalmaztunk. Ennél az osztókörön a fog megvékonyodik. A fog mérete az osztókörön ekkor is a szerszám fogvastagságából számítható:

$$s_{02} = \frac{f_0}{2} - 2x_2 m \operatorname{tg} \alpha_0.$$

A kerék külső átmérőjét kisebbre kell venni a profileltolás kétszeresével, vagyis

$$d_{f2} = (z_2 + 2)m - 2x_2 m.$$



29.14. ábra. Alámetszett kiskerék

Az alámetszés. A 29.14. ábrán két elemi fogazatú, fogasléc alakú szerszámmal készített fogaskerékpár van feltüntetve. A szerszám alapprofilja a modultávolságban levő fejvonalaival és az ezeken kívül 0,25 m méretű legömbölyített sarokrészeivel a fogprofilok közé be van rajzolva. Az osztókörök C érintkezési pontjában meghúzott kapcsolóegyenest a fejkörök az a_1 ponthoz tartozó A , ill. a b -ponthoz tartozó E pontokban metszik. Az alsó keréknél az evolvens az a_1 ponttól az N_2 érintőponton át húzott alapkörig tarthatna. A szerszám azonban nem készíti el az evolvenst teljesen az alapkörig, hanem csak a szaggatottan

berajzolt alsó fejvonalának a kapcsolóvonalal képezett, az E_∞ jelű pontnak megfelelő a_∞ határpontjáig. Az E_∞ jelű ponton keresztülménő kör lesz az evolvens kiindulási köre, azért ezt a kört *határkörnek* nevezzük. A véges fogszámú felső kerékkel való utolsó működési pont, az a_e pont azonban ennél feljebb helyezkedik el, és a felső kerék fejkörének a kapcsolóegyenessel való E metszéspontja határozza meg. Ezeket a pontokat megkeresztül a működő határkör, vagyis a határkörön túl a lábkörig a fogazatot készítő szerszám legkülső pontjának a relatív (viszonylagos) pályája határozza meg a fogtölgörberészt.

Mint tudjuk, a szerszám sarka le van gömbölyítve. A viszonylagos pálya ebben az esetben a legkönnyebben úgy határozható meg, hogy megkeressük a legömbölyítés középpontjának a viszonylagos pályáját. Ennek a pályának a pontjaiból a legömbölyítési sugárral körveket húzva, a körvek burkológörbéje lesz a fogtölgörbe. Metszőkerék esetén ez a pálya hurkolt epiciklois, mivel kör — a metszőkerék szerszám osztóköre — gördül le a készítendő kerék osztókörén. Léc profilu szerszám esetén pedig hurkolt evolvens, mert egyenes — a szerszám középvonala — gördül le a kerék osztókörén. Ez a hurkolt epiciklois, ill. hurkolt evolvens érintőlegesen csatlakozik a fogevolvenshez, ha a kapcsolóegyenest utolsó E_∞ pontja az N_2 érintőponton belül fekszik, mert ekkor a határkör az alapkörön kívül van, és ekkor az evolvens a kapcsolódás egész tartamára rendelkezésre áll, sőt még egy tartalék evolvensrész marad is.

A fogaskerékek alapköre nagy fogszám esetén a lábkörön belül lehet, kis fogszám mellett azonban a lábkörön kívül eshet. Közben levő határeset az, amelyikben az alapkör egybeesik a lábkörrel. Ekkor elemi fogazat esetében az alapkör sugarához hozzáadva a lábmagasságot, az osztókör sugarát kapjuk. Képletben kifejezve, 0,25 m fejhézaggal számolva:

$$r_a + 1,25 m = r_0.$$

Azonban $r_a = r_0 \cos \alpha_0$, ennek behelyettesítésével

$$r_0 \cos \alpha_0 + 1,25 m = r_0.$$

Az osztókörsugarat a fogszámmal és a modullal kifejezve:

$$\frac{zm}{2} \cos \alpha_0 + 1,25 m = \frac{zm}{2}.$$

Ebből egyszerűsítéssel

$$z = \frac{2,5}{1 - \cos \alpha_0}.$$

Az ebből a képletből kiszámított fogszám $\alpha_0 = 20^\circ$ -nál kb. 41 fog. Ennél a fogszámnál esik egybe az alapkör a lábkörrel.

Ha egy fogaskerék fogszámát, pl. az ábrán a felső kiskerék fogszámát csökkentjük, akkor a középpontja közelebb kerül a főponthoz, a középpontból a kapcsolóegyenesre húzott merőleges N_1 pontja is mindig közelebb kerül a főponthoz. Kis fogszám esetén az N_1 pont az alsó kerék által kimetszett A ponton belül kerülhet. Ilyen esetet mutat a 29.14. ábra felső kereke, ahol az N_1 pont beljebb van, mint az A pont. Ennél az evolvensnek a főpont előtt egészen az A pontnak megfelelő kapcsolódásig kellene tartania. Az evolvens azonban csak az N_1 pontnál levő kapcsolódásig, vagyis az ezen keresztül húzott alapkörig tarthat. Az N_1 ponton túli egyenes kapcsolóvonal számára már nincsen evolvens. Ilyenkor a lábprofil és a fogtőgörbe alakját meghatározó relatív pálya, amit az alsó kerék a_1 utolsó fejpontja, ill. a készítő szerszám legkülső pontja határoz meg, nem csatlakozik érintőlegesen a fogaevolvenshez, hanem alámetszi a fognak a lábát, s így gyengíti a lábrészt, sőt ez a hurkolt görbe kis fogszám esetén olyan nagy öblösségű, hogy az evolvensnek az alapkör közelében levő kis részét is kimetszi.

Az a_1 pont viszonylagos pályáját a 29.14. ábrán a hc jelű vékonyan kihúzott hurkolt epiciklois mutatja. A fogasléc alakú szerszám leghömbölytése által kimetszett lábrészt pedig a he jelű hurkolt evolvens tünteti fel. Ez az alámetszés esete, ilyenkor a kerék fogaevolvensi a szerszámmal kimunkált trochoissal — éspedig vagy hurkolt epicikloissal, vagy hurkolt evolvenssel — való metszéspontjain keresztül menő határvörstől kezdődnek. Ez lesz tehát az alámetszett kerék határvörse, ahonnan a fogaevolvens kiindulnak; ennek a kapcsolóegyenessel való metszéspontja az A_H jelű pont. Ebben az esetben tövükben gyengített fogakat kapunk. A kinematikailag helyes kapcsolódás csak az $A_H E$ egyenes kapcsolóhosszon, vagyis az alámetszéssel adódó határvörstől terjedő fogaevolvens részen van meg. Az A_H ponttól visszafelé a kapcsolódás nem az $A_H A$ egyenes mentén folyik le, hanem a felső keréknek a hurkolt görbé által kimetszett sarokpontja érintkezik az alsó kerék fejrészének a fejkörön levő pontjától egészen az A_H kapcsolóegyenesbeli pontnak megfelelő pontjáig. Ilyen érintkezés mellett voltaképpen a sarokpont relatív végigcsúszik az alsó kerék említett szakaszán. Az érintkezés a határvörse íve mentén jön létre, vagyis az A_H -tól visszafelé számítva a határvörse íve lesz a kapcsolóvonal, ami az ábrán szakadozottan van bejelölve. A kapcsolódás az A pont helyett a határvörse és az alsó kerék fejkörének metszése által meghatározott A' pontban kezdődik. A határvörse ívének megfelelő kapcsolási szakaszban a szögsebességek arányának állandósága nincsen biztosítva.

A kapcsolóegyenes hosszának csökkenésével természetesen csökken a kapcsolószám is. Csúszás szempontjából is kedvezőtlen az alámetszés, mert kezdetben pontszerű az érintkezés, később, az A_H után a kisebb keréknél az alapkörhöz közelebb levő evolvensrészek vesznek részt a kapcsolódásban, amelyeknél pedig nagy relatív csúszásértékkel kell számolni.

Alámetszés tehát akkor áll elő, ha az egyik keréknek a fogszámát annyira csökkentjük, hogy a kapcsolóegyenesen az alapkör N érintési pontja belül esik a másik kerék fejköre által meghatározott A ponton.

Kompenzált egyenes fogazat. Elemi fogazatú fogaskerékpár esetében az alámetszés veszélye a kiskeréknél forog fenn, a relatív csúszási viszonyok is inkább a kiskerék lábrészén adódnak kedvezőtlenül. Mindezeket a hiányosságokat a kiskeréken alkalmazott pozitív profileltolással tudjuk kiküszöbölni. Ezt csak úgy tudjuk kompenzálni, hogy az ellenkerék fogát annyival megvékonyítjuk, amennyivel a kiskerék foga megvastagodott. Ekkor a két kerék ugyanazon a tengelytávolságon tud együtt dolgozni, mintha elemi fogazatú kerekek volnának. A nagykeréken tehát ugyanakkora, de ellenkező előjelű profileltolást alkalmazunk, vagyis $x_2 = -x_1$.

A fenti helyesbítési módszert kompenzált fogazatnak nevezték el. Előnye, hogy a tengelytávolságot nem kell megváltoztatni, így a fogazási adatok kiszámolása egyszerűbb. A profileltolás abszolút értéke mindig egyik keréknél ugyanaz. Az alkalmazott profileltolás, ha csak az alámetszést akarjuk elkerülni, minimális értékű lehet.

Ha az alsó kerék fogszáma nagy, akkor a \pm profileltolást akadálytalanul megvalósíthatjuk, de ha az alsó kerék fogszámát csökkentjük, akkor elérünk egy olyan fogszámhoz, amelyiknél lejjebb menve, a megnövelt fejmagasságú felső kerék adna alámetszést az alsó keréken. Az alámetszés teljes elkerülésére a helyesbítés határesetét a következő megfontolással nyerjük. Ha az alsó és a felső kerék is z_0 fogszámú határkerék, akkor a tengelytávolság:

$$a_0 = 2 \frac{z_0 m}{2}$$

Ha a felső kerék fogszáma kisebb, mint a z_0 fogszám, az alsó kerékre vonatkozólag az alámetszés határa akkor lesz, amikor a lécpofil első vonalának a kapcsolóegyenessel képezett N_2 metszéspontjába emelt normállissal meghatározott z_2 fogszáma van az alsó keréknek, vagyis amennyivel lejjebb van a felső kerék középpontja, ugyanannyival kell lejjebb lennie az alsó kerék középpontjának is. Fennáll tehát a következő össze-

függés a két egyforma tengelytávra:

$$a_0 = \frac{z_1 m}{2} + \frac{z_2 m}{2} = 2 \frac{z_0 m}{2}$$

Egyszerűsítés után

$$z_1 + z_2 = 2z_0$$

ahol $z_0 = 17$, $\alpha_0 = 20^\circ$ esetén,

vagyis ha a két kerék fogszámösszege nagyobb, mint a határkerék kétszeres fogszáma, akkor nem lesz alámetszés a nagyobbik keréknél sem, és a tengelytávolság is megmaradhat.

Az első profileltolással készített fogazat az AEG fogazat volt. A profileltolás-tényező mértékére $x = \pm 0,5$ értéket vett fel, vagyis minden fogszámhoz állandó profileltolást alkalmazott, ami a tárcsamarával való fogkészítéshez célszerű volt.

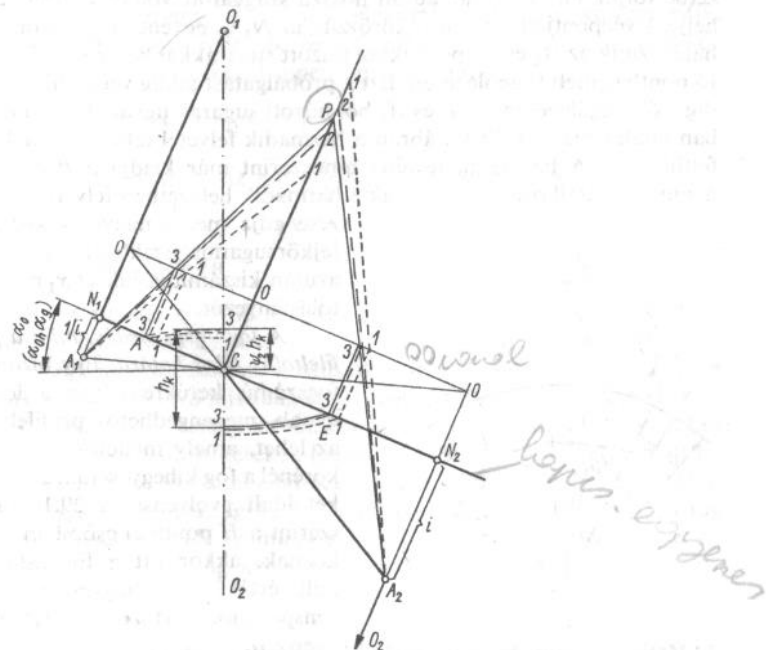
A helyesbítési rendszerek kezdetben az alámetszés elkerülését tartották fontosnak, és a profileltolások értékét csupán az alámetszés elkerülésének a határáig írták elő. Ez azonban csúszás szempontjából hátrányos. Tökéletesebb eljárás a kiegyenlített relatív csúszásra való helyesbítés.

A kiegyenlített csúszásra történő helyesbítésnél az a célunk, hogy a kiskerék lábprofilján, az A pontban a relatív csúszási ordináta ugyanakkora legyen, mint a nagykerék lábprofilján az E pontban. Ezt a helyesbítést nemcsak az alámetszés határán levő kis fogszámú kerekre, hanem a nagyobb fogszámúakra is alkalmazzuk, hogy az elemi fogazatnál kedvezőbb viszonyokat teremtsünk meg.

A kiegyenlített relatív csúszásra való helyesbítés alkalmával az A és E pontokat annyira kell eltolni a kapcsolóegyenes mentén, hogy az ottani csúszási ordináták egyenlők legyenek. Ehhez pedig nagyobb profileltolás kell, mint amennyi az alámetszés elkerüléséhez szükséges. Szerkesztéssel ezt a helyzetet a csúszásdiagram segítségével grafikus próbálgatással lehet megállapítani a hiperbolák felrajzolása nélkül is. Tovább egyszerűsíthetjük a szerkesztést, ha ferdén (29.15. ábra), közvetlenül a kapcsolóegyenesre, mint abszcisszára szerkesztjük ki a csúszási értékeket. E szerkesztés során nagyobb léptékben készített rajzon a fő pontban a kapcsolóegyenesre emelt merőlegesen határozzuk meg azt a P pontot, amelyben az A₁ és A₂ pontokból húzott sugarak találkoznak.

A tengelytáv nagyobb léptékben való felmérése után a középponti egyenesen a gördülőkörök által kimetszett C fő pontban felrakjuk az α_0 kapcsolószöveget, és meghúzzuk a kapcsolóegyeneset. Erre a középpontból merőlegeseket húzunk, így megkapjuk az N₁ és N₂ pontokat. Az ezekben

a pontokban emelt merőlegesekre bizonyos léptékben felfelé felmérünk egységnyi távolságot, ezek összekötése, vagyis a kapcsolóegyenesrel párhuzamosan húzott vonal lesz a csúszásértékek 0 vonala. Ennek a 00 vonalnak az N₁, ill. N₂ függőlegesen levő metszéspontjait összekötjük a C fő ponttal; ezek a C fő pontban egymást keresztező vonalak a meghosszabbításaikkal kimetszik az aszimptoták A₁, ill. A₂ találkozási pontjait. Ezeket a pontokat egyébként az i, ill. az 1/i áttételértékeknek a felvett csúszási egységben lefelé való felrakásával is megkaphatjuk. Ezek a vonalak és pontok adják meg a kiegyenlített csúszás helyzetének meghatározásához az alaphelyzeteket.



29.15. ábra. Geometriai viszonyok kiegyenlített relatív csúszás esetén

Kompensált fogazat esetében a közös fogmagasság megmarad az elemi fogazatnak megfelelő $2m$ értékűnek. A $h_k = 2m$ közös fogmagasságot a középponti egyenesre rámerjük a C fő pont felett és alatt bizonyos tetszőleges felosztásban. A h_k végpontjain keresztül a középpontból húzott körívvel kijelölünk a kapcsolóegyenesen a felvett h_k helyzetnek

megfelelő A , ill. E kezdő és végső pontokat. Az így kijelölt kapcsoló-egyenesbeli pontokba merőlegeseket emelünk, és ezekkel a merőlegesekkel a csúszás \overline{OO} vonalára vetítjük fel a kapcsolóegyenesre rákörözött pontokat. A felvetített pontokon keresztül sugarakat húzunk az aszimptóták A_1 és A_2 találkozási pontjaiból. A sugarak meghosszabbításait metszésbe hozzuk a C pontban emelt függőlegessel. Ezek a metszések az első felvételnél rendszerint nem találkoznak a C függőlegesén. Az ábrán a rövid szaggatott vonalak és az 1...1 jelű pontok felelnek meg az első felvételnek, amelyek a C függőlegesén egymástól távol vannak. Ezért a C főpontnál a középponti egyenesen a h_k értékét értelemszerűen új helyzetbe toljuk el. Az új, az ábrán hosszú szaggatott vonallal jelzett 2...2 helyzet végpontjait szintén rákörözzük az N_1N_2 egyenesre, és újra meghatározunk az A_1 és A_2 pontokból húzott sugarakkal bemetszéseket a C fő pontba emelt függőlegesén. Ezt a próbálgatást addig végezzük, ameddig a C függőlegesén az A_1 és A_2 -ből húzott sugarak ugyanabban a pontban találkoznak. A 29.15. ábrán a harmadik felvétel teljes vonallal van feltüntetve. A harmadik felvétel rendszerint már kiadja a P pontban a sugarak találkozásait. A h_k -nak a harmadik helyzetben felvett elhelyezése adja meg a nagy- és kiskereké

fejkörsugarait. Ezekből a sugarakból azután kiszámíthatjuk az x_1 profileltolástényezőt.

A fogkihegyesedés, mint a profileltolás felső határa. Egy bizonyos fogszámú kerékre nézve a legnagyobb megengedhető profileltolás az lehet, amely mellett a kerék fejkörénél a fog kihegyesedik. Ha a fog kétoldali evolvenséi a 29.16. ábra szerint a H pontban csúcsban találkoznak, akkor ott a fogvastagság nulla értékű. A H hegyesedési evolvensponthoz tartozó profilszög legyen α_H .

A \widehat{KH} evolvensívhez tartozó középponti szöget az osztókörbeli

29.16. ábra. Fogkihegyesedési sugár meghatározása

s_{01} fogvastagsággal és $\text{inv } \alpha_0$ -val kifejezve, a következő egyenletet írhatjuk fel:

$$\text{inv } \alpha_{H0} = \text{inv } \alpha_0 + \frac{s_{01}}{2r_{01}}$$

Az osztókörbeli fogvastagság x_1 profileltolás-tényező mellett:

$$s_{01} = \frac{m\pi}{2} + 2x_1 m \text{tg } \alpha_0.$$

Ennek behelyettesítésével és az osztókörátmérő $2r_{01} = z_1 m$ értékével – egyszerűsítés után – a következő egyenlet adódik:

$$\text{inv } \alpha_H = \frac{\pi}{2z_1} + \frac{2x_1 \text{tg } \alpha_0}{z_1} + \text{inv } \alpha_0.$$

Ha a jobb oldali értékeket ismerjük, akkor α_H kiszámítható. Ennek a szögnek az ismeretével az az r_H sugár, amelyiknél a fog kihegyesedik, a cosinusfüggvénnyel felírható összefüggésből számítható. Az alapkör sugara ugyanis a következőképpen fejezhető ki:

$$r_a = r_{01} \cos \alpha_0 = r_H \cos \alpha_H.$$

Ebből a képletből az $r_{01} = \frac{z_1 m}{2}$ érték behelyettesítésével

$$r_H = \frac{z_1 m}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_H}.$$

Ha ez a sugár egyenlő a fejkör sugarával, akkor következik be a hátrányos fogkihegyesedés.

A fog kihegyesedésének a határáig nem szabad elmennünk, mert a fognak a fejkörön levő fejszalagjánál bizonyos fogfejvastagságra szükségünk van szilárdsági szempontból. Ha ugyanis a fejszalag keskeny, akkor edzett, főleg betétedzett kerek foghegye a túlságos átedződés miatt letöredezne. Szovjet irodalmi adatok szerint az edzéshez, ill. a cementálás-hoz szükséges fogfejvastagság kielégítő, hogyha a csúcsmagasság a fog kihegyeződésétől befelé számítva kb. $m/6$ vagyis 0,167 mértékű. $s_t = 0,4 m$ fogfejvastagság kívánatos az edzhetőség szempontjából.

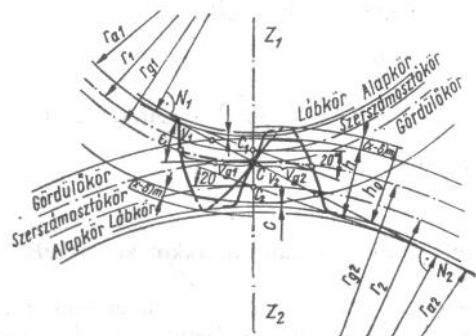
Általános fogazatú hajtás. Az általános fogazatú hajtás előnyös tulajdonságai miatt széles körben elterjedt a műszaki gyakorlatban. Alkalmazásának lehetséges előnyei:

– előfordulhat, hogy a kapcsolódó kerek mindegyike kisebb fogszámú, mint a határkerék fogszáma. Ilyenkor a fogaskerek nem kapcsolódhatnak az elemi $a_0 = \frac{z_1 + z_2}{2} m$ tengelytávon, mert a pozitív korrekciók a fogaskerek méreteit megnövelik.

— a kompenzált fogazatú hajtás megvalósításának lehetősége csak a $z_1 + z_2 \cong 2z_0$ esetekben teljesül. Ha $z_1 + z_2 < 2z_0$, akkor az alámetszés nem kerülhető el (természetesen a nagyobb fogszámú keréken történő negatív profileltolás miatt!) Ilyenkor sem valósítható meg a_0 tengelytávon a hajtás.

— a legnagyobb előny, hogy egy előre meghatározott tengelytávolságra lehet különböző kerekek kapcsolatát megtervezni. Ilyen eset fordul elő pl. a sebességváltók tervezésénél (különböző módosítású fogaskerékpárok helyezhetők el közös tengelytávon).

— előny lehet, hogy szilárdságilag erősebb kerekek hozhatók kapcsolatba. Ez a pozitív profileltolások eredménye. Más esetben csúszási viszonyok kiegyenlítése vezet el az általános fogazatú hajtáshoz.



29.17. ábra. Általános fogazat geometriai viszonyai

Az általános fogazat viszonyait mutatja be a 29.17. ábra. Természetesen a kerekek nem az osztókörön, hanem az ún. gördülőkörön gördülnek. A kapcsolószög α -ról ε -ra növekszik. A felírható összefüggés:

$$a_0 \cos \alpha = a \cos \varepsilon \quad (a_0 \neq a)$$

A gördülőkörök a módosításból számítható

$$\frac{r_{g2}}{r_{g1}} = \frac{z_2}{z_1} = i \quad \text{és} \quad N_{g2} = i N_{g1}$$

és

$$r_{g1} = \frac{a}{1+i}$$

A gördülőkörre felírható geometriai összefüggésből határozható meg a profileltolások összege:

$$x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2} \frac{\text{inv } \varepsilon - \text{inv } \alpha}{\text{tg } \alpha}$$

ahol a $\frac{\text{inv } \varepsilon - \text{inv } \alpha}{\text{tg } \alpha} = \Phi$ az ún. involút törtfüggvény. Az $x_1 + x_2 = x$ adja a profileltolások összegét.

A tengelytávolság-növekmény fajlagos értéke:

$$\delta = \frac{a - a_0}{m}$$

és kifejezve a kerekekre vonatkozó jellemzőkkel:

$$\delta = \frac{z_1 + z_2}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \varepsilon} - 1 \right)$$

A kerekek fejkörátmérője:

$$D_1 = [z_1 + 2 - 2(x - \delta)] m + 2x_1 m$$

és

$$D_2 = [z_2 + 2 - 2(x - \delta)] m + 2x_2 m.$$

Működő fogmagasság:

$$h = [2 - (x - \delta)] m.$$

Az előzőekben közölt összefüggések közül a fejkörátmérőket meghatározókban természetesen szükség van külön az x_1 -re és külön az x_2 -re. Ezekre vonatkozó geometriai kapcsolat nem vezethető le, ezért az $x_1 + x_2$ összegből az x_1 és x_2 felosztást különböző elképzelések és módosítások szerint állapították meg.

Az első felosztás a fogszámokkal fordított arányú összefüggéssel történik:

$$\frac{x_1}{x_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

A Maag és a Diker fogazási rendszerek táblázatos megoldásúak. A magyar Ganz-Botka rendszer szintén táblázatos. Buckingham a láböröknek a gördülőköröktől mért távolságát a módosítás négyzetgyöke

arányába javasolja felosztani. Napjainkban a legújabb felosztási rendszer a relatív csúszás kiegyenlítés ($\eta_I = \eta_{II}$) elvére épül. A relatív csúszás meghatározása (l. előzőek) számítással és szerkesztéssel is történhet.

A kapcsolószám meghatározása egyenes fogazat esetén. A pozitív profilleltolással készített kerekek párosítása alkalmával az általános fogazat kapcsolószáma lecsökken. Ezt a párosításkor korlátozó körülménynek kell tekinteni, és a geometriai tervezés alkalmával ellenőrizni kell a kapcsolószámot is, mivel a megengedhető minimális érték alá nem csökkenhet le.

Evolvens fogazatra abban az esetben, hogyha nincsen alámetszés, vagyis hogyha az A és E pontok az N_1 , ill. az N_2 alapköri érintőpontokon belül fekszenek, a kapcsolószámot úgy kapjuk meg, hogy a fejkörök között levő kapcsolóhosszt elosztjuk az alaposztással, vagyis a 29.18. ábra szerint:

$$\varepsilon = \frac{\overline{AE}}{t_0 \cos \alpha_0} = \frac{\overline{AE}}{\pi m \cos \alpha_0}$$

Az \overline{AE} kapcsolóhosszt úgy számíthatjuk ki, hogy a nagykerék fejénél és lábrészénél levő profilgörbületi sugarakat egymásból kivonjuk, vagyis a kapcsolószám:

$$\varepsilon = \frac{\rho_{f2} - \rho_{f1}}{t_a}$$

A görbületi sugarak a fejkör és az alapkör sugaraival, valamint a tengelytávval és az ennek megfelelő α_g kapcsolószöggel általános fogazat esetén a következő összefüggésekből számíthatók ki:

$$\rho_{f2} = \sqrt{r_{f2}^2 - r_{a2}^2}$$

$$\rho_{f2} = a \sin \alpha_g - \sqrt{r_{f1}^2 - r_{a1}^2}$$

Ezekkel

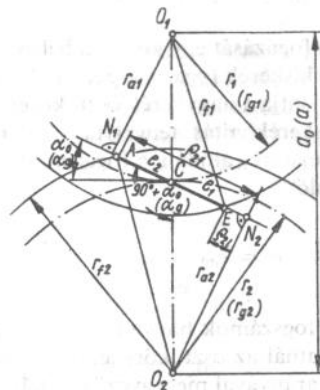
$$\varepsilon = \frac{\sqrt{r_{f1}^2 - r_{a1}^2} + \sqrt{r_{f2}^2 - r_{a2}^2} - a \sin \alpha_g}{\pi m \cos \alpha_0}$$

Ugyanezt az eredményt kapjuk akkor is, hogyha nem a nagykerék, hanem a kiskerék profilgörbületi sugarainak különbségeként fejezzük ki az \overline{AE} távolságot.

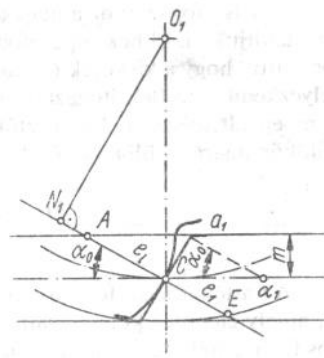
Elemi és kompenzált fogazat esetén a helyett a_0 , és α_g helyett α_0 alapprofilszög szerepel a képletben.

Ha a számlálóban levő távolságokat a fogszámokkal és a modullal fejezzük ki, akkor a modullal lehet egyszerűsíteni. Eszerint a kapcsolószám a modultól független érték, csak a fogszámoktól, vagyis az áttételtől és a profilleltolásoktól függ.

A számítás mellett célszerű a 29.18. ábra szerint rajzban is megállapítanunk a kapcsolóhosszt, a rajzon ellenőrizhetjük azt is, hogy vajon az N_1 , N_2 alapköri érintőpontok távolabb vannak-e, mint az A és E pontok, vagyis, hogy az alámetszést sikerült-e elkerülnünk.



29.18. ábra. Kapcsolószám meghatározása



29.19. ábra. Kapcsolószám részletértéke

A fogasléc esetében a kapcsolószámnak az a részletértéke, ami az \overline{AC} távolsághoz (29.19. ábra) tartozik, és amit jelölünk ε_1 -nal az ábra alapján, amikor a lécc középvonala van az osztókörrel tiszta gördülésben, a következőképpen számítható:

$$\varepsilon_1 = \frac{\overline{AC}}{t_a} \frac{\overline{AC}}{\pi m \cos \alpha_0}$$

Azonban

$$\overline{AC} = \frac{m}{\sin \alpha_0}$$

Behelyettesítés után a modullal lehet egyszerűsíteni:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{\pi \sin \alpha_0 \cos \alpha_0} = \frac{2}{\pi \sin 2\alpha_0}.$$

A képletből $\alpha_0 = 20^\circ$ esetén: $\varepsilon_1 = 0,990$.

Ebből a részletértékből megállapíthatjuk, hogy $\alpha_0 = 20^\circ$ mellett a kapcsolószám mindig kisebb, mint 2.

29.2. Belső fogazat

A belső fogazathoz a nagykerék fogazását egy koszorú belső felületén alakítjuk ki. Ehhez kapcsolódik a kiskerék fogazása. Jellemző a belső fogazatra, hogy a kiskerék O_1 középpontja a nagykerék osztóköri belső felületén helyezkedik el. Belsőfogazatú fogaskerékajtás tengelytávja elemi és kompenzált fogazásnál az osztókör sugarak, általános fogazatnál a gördülőkör sugarak különbségével egyenlő

$$a_0 = r_2 - r_1 = \frac{z_2 - z_1}{2} m \quad \text{és} \quad a = r_{g2} - r_{g1}.$$

Az áttétel belső fogazatnál is a fogszámok hányadosával fejezhető ki, amely elemi és kompenzált fogazatnál az osztókör sugarak és általános fogazatnál a gördülőkör sugarak arányával megegyező értékű

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_2}{r_1}, \quad \text{ill.} \quad i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_{g2}}{r_{g1}}.$$

A két kerék forgása belsőfogazatú kerekeknél azonos értelemben történik. Az ábrán feltüntetett mindkét kerék szabadonálló tengely végén helyezkedik el. Ha a nagykerék a kiskerékhez képest elég nagy, akkor a nagykerék tengelye átmenő is lehet. Az ábrából láthatjuk, hogy a belsőfogazatú kerékpár helyszükséglete kisebb. Alkalmazásával kis helyen nagy áttételt lehet elérni. Elterjedten kerül beépítésre gépkocsik automatikus sebességváltóiban és egyéb járműszerkezetekben, mint pl. hernyótalpas járművek kormány szerkezetei, továbbá daruk és szerszámgépek hajtóműveiben.

A belsőfogazatú nagykerék fogai homorú profillal készülnek (29.20. ábra), a kiskerék normál hengeres kerék. A kapcsolóvonal az O_1O_2

centrálishoz α szög alatt hajlik és érinti a kerek alapköreit, amelyek sugara

$$r_{a1} = \frac{z_1 m}{2} \cos \alpha \quad \text{és} \quad r_{a2} = \frac{z_2 m}{2} \cos \alpha.$$

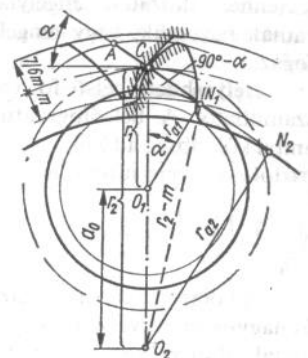
A kapcsolóvonal N_1 és N_2 talppontjai az alapkörök érintési pontjai. A nagykerék profilját az r_{a2} alapkörön legördülő egyenes fejt le, így a nagykerék homorú profillal rendelkezik. A kapcsolóvonal végpontjait itt is a fejkörök metszik ki. A kiskerék fejköre a kapcsolóvonalat az E a nagykerék fejköre az A pontban metszi. Az A pont belső fogazatnál távolabb van a C főponttól, mint külső fogazat esetében, ezért a belső fogazat kapcsolószáma nagyobb, mint az azonos fogszámú külsőfogazású kerékpár kapcsolószáma.

A külsőfogazású kiskerék méretei a leírtak alapján számítható. A belsőfogazatú nagykerék méreteinél előjelváltás van, itt ui. a lábkör a nagyobb és a fejkör a kisebb méretű.

$$R_2 = \frac{z_2 - 2}{2} m \quad \text{és}$$

$$r_{12} = \frac{z_2 + 2 + 2c_1}{2} m.$$

ahol c_1 a szerszám fejhézag.



29.20. ábra. Belső fogazás

A homorú és domború fogoldal érintkezése miatt a fogak felszíni nyomóigénybevétele kedvezőbb, mint külső fogazásnál. A homorú fogoldal miatt a belsőfogazatú nagykerék egyenes élű forgácsolószerszámmal, fésűkessel és csigamaróval nem készíthető, ezek fogazását csak metszőkerékkel lehet elvégezni.

A belsőfogazat alámetszésre és egyéb káros jelenségekre, ún. interferenciára nézve veszélyesebb, mint a külső fogazatok. Az alámetszés határesetét az ábrán bemutatott helyzet jelenti, amikor az A pont egybeesik az N_1 talpponttal. Az O_1CN_1 derékszögű háromszögből $CN = r_1 \sin \alpha$ és az O_2CN_1 háromszögre felírhatjuk a koszinusztételt:

$$(r_2 - m)^2 = r_2^2 + r_1^2 \sin^2 \alpha - 2r_1 r_2 \sin \alpha \cdot \cos(90^\circ - \alpha),$$

majd r_2 -vel egyszerűsítve és az osztókör sugarakat a z_2 és a z_1 határkerék

fogszámmal helyettesítve, valamint $\cos(90^\circ - \alpha) = \sin \alpha$, kapjuk

$$-z_2 m^2 + m^2 = \frac{z_{10}^2 m^2}{4} \sin^2 \alpha - \frac{z_2 z_{10} m^2}{2} \sin^2 \alpha.$$

Ebből egyszerűsítés és összevonás után a z_2 -t fejezzük ki

$$z_2 = \frac{z_{10}^2 \sin^2 \alpha - 4}{2z_{10} \sin^2 \alpha - 4}.$$

A képletből láthatjuk, hogy a kiskerék határfogszáma a nagykerék z_2 fogszámának és az α kapcsolószögnek a függvénye.

A belső fogazatnál az alámetszés elkerülése és a csúszási viszonyok javítása végett fogazáshelyesbítést alkalmaznak. A fogazáshelyesbítés történhet változatlan tengelytávolság mellett, ezt itt is kompenzált fogazatnak nevezük, vagy tengelytáv változtatással, ez az általános belső fogazat.

Helyesbített belső fogazatnál a kiskerék az eddig leírtak alapján számítható. A belsőfogazatú nagykeréknél fogazáshelyesbítés esetén annyi különbség adódik, hogy a pozitív profileltolás a fog vastagságát az osztókörön nem növeli, hanem csökkenti:

$$\hat{v}_2 = \frac{\pi m}{2} - 2r_2 m \operatorname{tg} \alpha.$$

A kompenzált belsőfogazatnál a korrekció mindkét keréken előjelre és nagyságra nézve azonos $x_1 = x_2$, ellentétben a kompenzált külső fogazattal, ahol $x_1 = -x_2$ volt. A csúszások kedvezőbbé tétele és a fog szilárdságának növelésére ha a fogszámok különbsége $z_2 - z_1 > 8$ vagy 9 fog, előnyösen alkalmazható $x_1 = x_2 = 0,4 \dots 0,6$ fogazáshelyesbítés.

Általános belsőfogazatnál a kapcsolószögek és a tengelytávolságok az ismert

$$a \cos \alpha = a_0 \cos \alpha$$

képlet alapján számíthatók. A helyesbítések, ill. a kapcsolószög számítására való képletben a külső fogazáshoz képest előjelváltozás van:

$$x_2 - x_1 = \frac{z_2 - z_1}{2} \frac{\operatorname{inv} \varepsilon - \operatorname{inv} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha}$$

és ebből

$$\operatorname{inv} \varepsilon = \frac{2(x_2 - x_1) \operatorname{tg} \alpha}{z_2 - z_1} + \operatorname{inv} \alpha.$$

A tengelytávolság fajlagos növekménye pedig

$$\delta = \frac{a - a_0}{m} = \frac{z_2 - z_1}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \varepsilon} - 1 \right).$$

Belső fogazatnál a fejhézag biztosításához a fejköröket nem csökkenteni, hanem növelni kellene, attól azonban rendszerint el szokás tekinteni.

A belső fogazás, nagyobb kapcsolószáma miatt, előnyösen alkalmazható a belső tömpefogazás.

29.3. Ferde fogazat

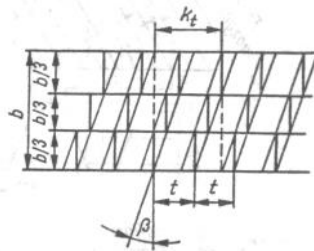
Egyenes fogazatú kerekeknel a kapcsolódás a fog teljes szélességében egyszerre kezdődik és szűnik meg. Ez a körülmény a fogaskerék rezgései szempontjából kedvezőtlen, és ezt még tovább fokozza a fogtő négyzet keresztmetszetének szimmetrikus volta. Ezen a fogaskerék lépcsős kialakításával lehetne segíteni (29.21. ábra), ahol a kapcsolódásban az egyes részek egymás után vennének részt.

A lépcsők végtelen sűrűsége esetén kapjuk a ferdefogazású fogaskereket, amelynek fogprofilja az osztókörön a tengellyel párhuzamos irányban β , ún. *fogferdeségi szöget* zár be.

A ferdefogazatú hengeres kerekek gyártását az egyenes fogazat gyártásához használatos szerszámokkal végzik el úgy, hogy a szerszámot az osztókörbeli fogferdeség β szögének megfelelően ferden járatják.

Így meghatározhatjuk a ferdefogazatú fogaskerekek méreteit.

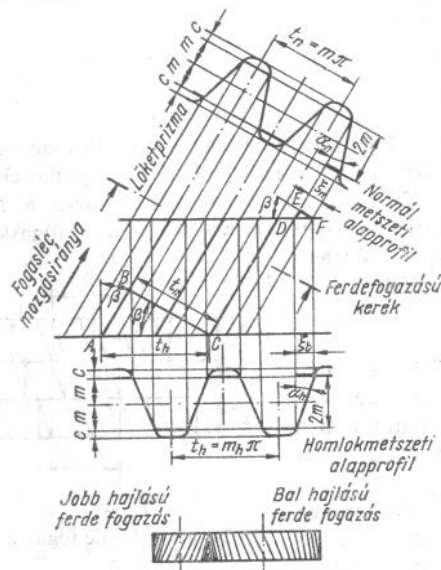
A szabványos alapprofillal rendelkező fogasléc a 29.22. ábrán látható irányban végzi gyaluló mozgását. A mozgásirány a fogaskerék tengelyével β szöget zár be. A mozgásra merőleges irányban készített metszet látható az ábra felső részén. Ez megfelel az ismert szerszámprofilnak, a szabványos alapprofil, megnövelve a c fejhézagok értékeivel. Ezt a metszetet, tekintve, hogy ez a fogaskerék osztóköri alkotóira merőleges, *normál*-, vagy merőleges *metszetnek* nevezzük. Adatait megkülönböztetés végett a normálmetszet n kezdőbetűjének indexként való alkalmazásával jelöljük meg, kivéve a modult, amely a normálmetszetben m jelölésű.



29.21. ábra. Ferde fogazás

A normálmetszeti osztás $t_n = \pi m$, a kapcsolószög, amely a szerszámkapcsolószöggel, ill. az alapprofil szögével azonos α_n .

A gyalulómozgást végző fogaslécszerszám burkológörbáját löketprizmának nevezik. Ennek a fogaskerék tengelyére merőleges metszete pedig az ún. *homlokmetset*. A homlokmetseti alapprofil a löketprizmának a kerék tengelyére merőleges metszésével kaphatjuk meg. A homlokmetseti adatokat h indexszel jelöljük.



29.22. ábra. Fogasléc gyaluló mozgása

A homlokmetseti alapprofil magassági méretei megegyeznek a normálmetszet magassági méreteivel. A homlokmetset t_h osztása, amint látjuk a t_n normálosztásnál nagyobb. Kifejezésére bevezetünk egy új, ún. homlokmetseti vagy homlokmodult, amellyel

$$t_h = \pi m_h.$$

Az ábra ABC háromszögből

$$\frac{t_n}{t_h} = \cos \beta \quad \text{és ebből} \quad t_h = \frac{t_n}{\cos \beta}.$$

Ismert továbbá, hogy $t_n = \pi m$ és a t_h értékét az első egyenletből behelyettesítve

$$m_h = \frac{m}{\cos \beta}.$$

A ferdefogazású kerék alapprofiljának osztása az m_h modullal fejezhető ki. Az ábra alapján meghatározhatjuk a homlokmetseti α_h kapcsolószöveget. A normálmetszeti alapprofil ξ_n metszéke és az α_n között felírható a

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \frac{\xi_n}{2m}.$$

Az ábra DEF háromszögből pedig

$$\frac{\xi_n}{\xi_h} = \cos \beta.$$

A homlokmetsetben az α_h kapcsolószögre továbbá

$$\operatorname{tg} \alpha_h = \frac{\xi_h}{2m}.$$

A fenti egyenletekből

$$\operatorname{tg} \alpha_h = \frac{\xi_n}{\cos \beta 2m} = \frac{2m \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta 2m} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}.$$

Amint látjuk, a ferdefogazású kerék homlokmetsetének osztása az osztókörön az $m_h = \frac{m}{\cos \beta}$ modullal, magassági méretei pedig az m normál (szerszám) modullal számíthatók. Tekintve, hogy az $m_h > m$, a ferdefogazású kerék egy olyan tömpefogazásnak tekinthető, amelynél a fog magassági tényezője $\cos \beta$.

A ferdefogazású fogaskerekek osztókörátmérőit a homlokmodullal számítjuk

$$d_1 = z_1 m_h = z_1 \frac{m}{\cos \beta} \quad \text{és} \quad d_2 = z_2 m_h = z_2 \frac{m}{\cos \beta}.$$

Az elemi ferde fogazás tengelytávolsága

$$a_0 = r_1 + r_2 = \frac{z_1 + z_2}{2} m_h = \frac{z_1 + z_2}{2} \frac{m}{\cos \beta}.$$

A tengelytávolság képletéből látható, hogy az elemi ferde fogazat a_0 tengelytávja a fogferdeségtől is függ. Ez a körülmény a ferde fogazatnak komoly előnye az egyenes fogazattal szemben, ui. ferde fogazattal a tengelytávnak egy előre meghatározott értéke a fogferdeség változtatásával könnyen tartható.

Egymással kapcsolódó ferde fogazatú fogaskerek fogferdesége ellentétes irányú (ábra alsó része). Jobb hajlású fogaskerékkel balhajlású fogaskerék kapcsolódhat. A kapcsolódó fogaskerek ferdeségi szöge egyenlő, de ellentétes irányú. A ferde fogazatú fogaskerek emelkedésének megnevezése megegyezik a csavarvonal emelkedésének megnevezésével. A jobb hajlású ferde fogazatú fogaskerék fogainak csavarvonala jobbmenetű csavarnak megfelelően emelkedik.

A fogferdeség szokásos értéke $\beta = 10^\circ \approx 30^\circ$ között szokott lenni, a fogferdeség legnagyobb értéke $\beta_{\max} = 45^\circ$.

A fejköröket az osztókörből a normálmodullal számoljuk:

$$D_1 = z_1 m_h + 2m \quad \text{és} \quad D_2 = z_2 m_h + 2m;$$

a lábkörátmérők

$$d_{11} = z_1 m_h - (2 + c_1) m \quad \text{és} \quad d_{12} = z_2 m_h - (2 + c_1) m.$$

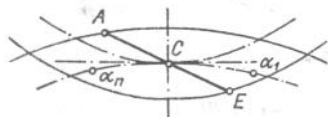
A ferde fogazású kerék alapkör sugarai a homlok metszeti kapcsolószög és az osztókörökkel kifejezve

$$r_{a1} = \frac{z_1 m_h}{2} \cos \alpha_h \quad \text{és} \quad r_{a2} = \frac{z_2 m_h}{2} \cos \alpha_h.$$

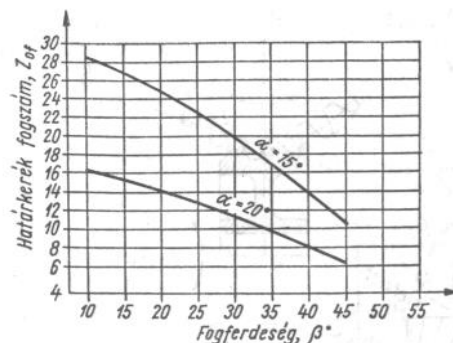
A ferde fogazás kapcsolószáma a homlok metszetben a

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{R_1^2 - r_{a1}^2} + \sqrt{R_2^2 - r_{a2}^2} - a_0 \sin \alpha_h}{m_h \pi \cos \alpha_h}$$

képletből számítható, amely hasonló az egyenes fogazatnál tanult képlethez, a különbség az, hogy ferde fogazatnál az ε_h homlok metszeti kapcsolószöget és az $m_h \pi \cos \alpha_h$ homlok metszeti alaposztást helyettesítjük (29.23. ábra).



29.23. ábra. Kapcsolóvonal



29.24. ábra. Ferdefogazatú kerek határfogszáma

Az alámetszés határfogszámmal ferde fogazatú kerekknél a homlok metszet nagyobb α_h kapcsolószöge miatt kisebbek, mint egyenes fogazatú kerekknél. A határkerék fogszámokat tovább csökkenti az a körülmény is, hogy a ferde fogazatú kerék a homlok metszetben tömpefogazással készül, amelynek fogmagasság-tényezője, amint láttuk $f_{0h} = \cos \beta$. Így a határkerék fogszáma

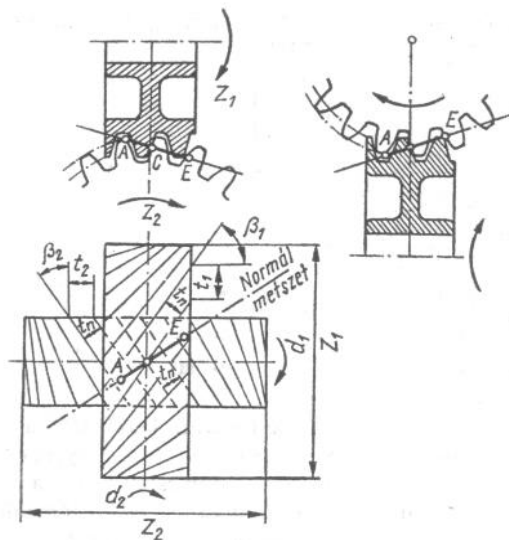
$$z_{0h} = \frac{2 f_{0h}}{\sin^2 \alpha_h} = \frac{2 \cos \beta}{\sin^2 \alpha_h}.$$

A határkerék fogszáma, amint látjuk a szerszámkapcsolószögtől és a fogferdeségi szögtől függ, tekintve, hogy az α_h az α -nak és a β -nak a függvénye. Az $\alpha = 20^\circ$ és $\alpha = 15^\circ$ szerszámkapcsolószöggel készített ferde fogazású kerek határfogszámát a fogferdeségi szög függvényében megállapíthatjuk a 29.24. ábra diagramjaiból.

Ferde fogazattal készítenek belső fogazatú fogaskereket is. A ferde fogazatú kerekknél alkalmazhatók a fogazáshelyesbítés módszerei. Készíthető kompenzált és általános ferde fogazat is, ezek jelentősége azonban egyrészt a nagyobb fogtörszilárdság, másrészt a fogferdeséggel változtatható tengelytáv miatt nem túlzottan nagy.

29.4. Csavarkerékajtás

A ferde fogazatú fogaskereknek egy különleges felhasználási területe a csavarkerékajtás. Csavarkerekkel egymást keresztező kitérő tengelyek hajthatók. A csavarkerek fogainak hajlásiránya meg-



29.25. ábra. Csavarkerékajtás

egyező, és az osztókörön mért β_1 és β_2 fogferdeségi szögek összege a tengelyszöggel egyenlő, pl. merőleges tengelyeknél $\beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$ (29.25. ábra).

A fogak osztása a merőleges metszetben megegyezik

$$t_n = t_{n1} = t_{n2},$$

ebből a kerek t_1 és t_2 homlokosztásait felírhatjuk

$$t_1 = \frac{t_n}{\cos \beta_1} \quad \text{és} \quad t_2 = \frac{t_n}{\cos \beta_2}.$$

A csavarkereké áttele a fogsámok arányával fejezhető ki

$$i = \frac{z_2}{z_1},$$

és a fogsámokat az osztókörökkel és az osztással kifejezve

$$i = \frac{\pi d_2}{t_2} \cdot \frac{t_1}{\pi d_1}.$$

A képletben π -vel egyszerűsítve és a homlokosztásokat az előző egyenletekből behelyettesítve

$$i = \frac{d_2 \frac{\cos \beta_2}{t_n}}{d_1 \frac{\cos \beta_1}{t_n}} \quad \text{és ebből} \quad i = \frac{d_2 \cos \beta_2}{d_1 \cos \beta_1}$$

és tekintve, hogy $\beta_2 = 90^\circ - \beta_1$,

$$\cos \beta_2 = \sin \beta_1, \quad \text{így} \quad i = \frac{d_2 \sin \beta_1}{d_1 \cos \beta_1},$$

amiből az áttételre végeredményben

$$i = \frac{d_2}{d_1} \operatorname{tg} \beta_1$$

egyenletet nyerjük.

Ha $\beta_1 = \beta_2 = 45^\circ$, akkor a $\operatorname{tg} 45^\circ = 1$ és ennek megfelelően

$$i = \frac{d_2}{d_1}.$$

Amint látjuk az áttétel az osztókörök arányával csak akkor fejezhető ki, ha a fogferdeség 45° . Egyébként a szükséges módosítást a fogferdeség változtatásával bizonyos határok között tetszés szerinti osztókörátmérők esetében is megtarthatjuk.

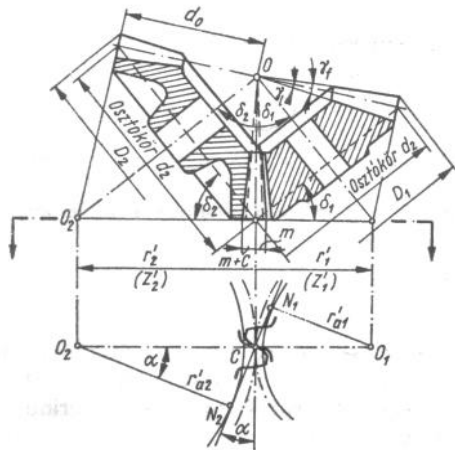
A két kerék kapcsolósíkjai egymást egyetlen egyenesben metszik, ez az egyenes a normálmetszetben helyezkedik el. A fogak érintkezése ennek az egyenesnek a mentén történik, ami pontszerű érintkezést jelent. A kerek szélességét a kapcsolóegyenesnek a kerék tengelyirányú vetületénél nagyobbra nem érdemes növelni, mert ott nincs kapcsolódás. A pontszerű felfekvés nagy felszíni nyomóigénybevételt és erős kopást okoz, ezért csavarkerekek teljesítményátvitelére nem használhatók. Főleg mozgásátvitelére alkalmazott csavarkerekeket találhatunk gépjárműmotorok gyűjtáselosztó tengelyének és olajszivattyú tengelyének hajtásánál, továbbá előszeretettel alkalmazzák műszereknél, automatikáknál, távvezérlésnél stb.

29.5. Kúpfogaskerek

Egymást metsző tengelyknél a forgást kúpfogaskerekkel vihetjük át. A leggyakoribb esetben a tengelyek egymásra merőlegesek. Kúpkerékek egymáson legördülő felületei körkúpok (29.26. ábra), amelyek felszögeit δ_1 és δ_2 -vel jelöljük. Osztókörnek az osztókúpok legnagyobb parallel köreit szokás venni, jelölésük a szokásos d_1 és d_2 . Az osztókörök a C főpontban érintkeznek egymással.

Az osztást és a modul, valamint a fogméreteket ezekre az osztókörökre számítjuk

$$d_1 = z_1 m \quad \text{és} \quad d_2 = z_2 m.$$



29.26. ábra. Kúpfogaskerékajtás

A fog magassági méreteit az osztókúp alkotóira merőlegesen mérjük fel.

A fog fejmagassága m , lábmélysége $m+c$.

Az áttétel kúpkerékekénél is megegyezik a fogszámok arányával

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1},$$

az ábrán azonban láthatjuk, hogy

$$\sin \delta_1 = \frac{d_1}{2OF} \quad \text{és} \quad \sin \delta_2 = \frac{d_2}{2OF};$$

így

$$i = \frac{\sin \delta_1}{\sin \delta_2}.$$

Merőleges tengelyknél $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ és $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$, amiből $\sin \delta_1 = \cos \delta_2$, így

$$i = \frac{\sin \delta_2}{\cos \delta_2} = \operatorname{tg} \delta_2,$$

tehát a δ_1 és δ_2 osztókúpszögek a módosításból közvetlenül számíthatók.

Az ábrán látható egyenesfogazatú kúpkerékek osztókúpjainak csúcspontjai a tengelyek O metszéspontjában helyezkednek el. Ugyanerre a pontba futnak be a fogoldalak alkotói is, ezért a fogak vastagsági és magassági méretei a középpont felé csökkennek, hasonlóképpen csökken az osztás értéke is.

A kúpfogaskerek kapcsolódási viszonyait az osztókúp alkotóira merőleges metszetben szemléltethetjük. Ez a sík a tengelyeket az O_1 és O_2 pontokban metszi. A kúpkerékeket helyettesíthetjük olyan hengerkerékekkel, amelyek osztóköréi az $O_1C = r'_1$ és $O_2C = r'_2$ távolságokkal megegyező nagyságúak, ezek az ún. segédosztókörök. Ebben a síkban kijelölhetjük az N_1N_2 kapcsolóvonalat, amely az O_1O_2 centrálisra az F ponton át állított merőlegessel az α kapcsolószöveget zárja be. A kapcsolóvonal az N_1N_2 talppontokban érinti az r'_{a1} és r'_{a2} segédalapköröket.

A kerékek kapcsolódásának és a profil alakulásának viszonyaira nézve a lefordítással nyert segédosztókörök és az ebből számított ún. kiegészítő fogszámok az irányadók. A segédosztókörök sugarait az osztókör sugarak és a δ_1 , valamint δ_2 szögek segítségével felírhatjuk

$$r'_1 = \frac{r_1}{\cos \delta_1} \quad \text{és} \quad r'_2 = \frac{r_2}{\cos \delta_2}.$$

Az osztókör sugarakat a fogszámmal és a segédosztókör sugarait a z'_1 és a z'_2 kiegészítő fogszámokkal kifejezve a fenti összefüggésekbe behelyettesítve

$$\frac{z'_1 m}{2} = \frac{z_1 m}{2 \cos \delta_1} \quad \text{és} \quad \frac{z'_2 m}{2} = \frac{z_2 m}{2 \cos \delta_2}.$$

Az egyenletekből egyszerűsítés után kifejezhetjük a kiegészítő fogszámokat

$$z'_1 = \frac{z_1}{\cos \delta_1}, \quad \text{ill.} \quad z'_2 = \frac{z_2}{\cos \delta_2}.$$

A kúpkerék alámetszési viszonyait is a kiegészítő fogszámok alapján határozhatjuk meg. A kúpkerék alámetszett lesz, ha kiegészítő fogszáma kisebb, mint a határkerék fogszáma, amelyet az egyenes fogazathoz hasonlóan számítunk ki

$$z'_1 \leq z_0 = \frac{2}{\sin^2 \alpha}.$$

Az alámetszés elkerülése, és a relatív csúszások megjavítására, ill. kiegyenlítésére a kúpkerékeknel is alkalmazható a fogazáshelyesbítés. Nagyobb áttételek esetében kompenzált fogazat alkalmazható, amelynél nem szükséges a kerekek helyzetének megváltoztatása. A kúpkerékeknel az áttétel rendszerint nagyobb, továbbá a kiegészítő fogszámok is nagyobbak, mint a tényleges fogszámok, így a kompenzálása rendszerint akadálytalanul elvégezhető.

A kúpfogaskerék megmunkálásához a keréktest kontúrméreteit meg kell adni. A kerekek legnagyobb méretei az ábrák alapján (a kúpkeréknél ezek a fejkörök)

$$D_1 = d_1 + 2m \cos \delta_1 \quad \text{és} \quad D_2 = d_2 + 2m \cos \delta_2.$$

A csúcscsodali szögek az osztókúpok δ_1 és δ_2 szögeinél a γ_{f1} és a γ_{f2} fejszögekkel nagyobbak. A fejszögeket az osztókúp alkotóinak hosszából és a fejmagasságból határozhatjuk meg. Az osztókúp d_0 alkotójának hossza

$$d_0 = \frac{d_1}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_2}{2 \sin \delta_2}.$$

A fejszögek

$$\operatorname{tg} \gamma_{f1} = \frac{m}{d_0} \quad \text{és} \quad \operatorname{tg} \gamma_{f2} = \frac{m}{d_0},$$

amint látjuk elemi fogazásnál a $\gamma_{f1} = \gamma_{f2}$, vagyis a fejszögek egymással egyenlők. Kompenzált fogazás esetén a fejmagasságok a kis keréknél $+x_1m$ és a nagy keréknél $-x_1m$ értékkel megváltoznak, így

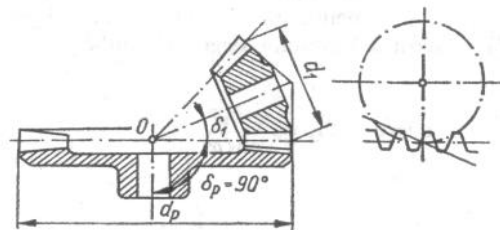
$$\operatorname{tg} \gamma_{f1} = \frac{m+x_1m}{d_0} \quad \text{és} \quad \operatorname{tg} \gamma_{f2} = \frac{m-x_1m}{d_0}.$$

és a kerekek legnagyobb átmérői

$$D_1 = d_1 + 2(m+x_1m) \cos \delta_1 \quad \text{és}$$

$$D_2 = d_2 + 2(m-x_1m) \cos \delta_2.$$

Kúpfogaskerekek tengelyszöge 90° -tól eltérő is lehet, $\delta_1 + \delta_2 \neq 90^\circ$. Ezeknek a kerekeknek pedig egyik különleges esete az, ha a $\delta_2 = 90^\circ$, azaz a nagyobbik kerék osztókúpja síkká fajul (29.27. ábra). Ezt a kereket *síkkerékek* nevezik. A síkkerék kiegészítő kúpja henger, a lefordításban a segédosztókör egyenessé fajul, a fogoldal pedig a gördülő egyenesre merőleges vonal, vagyis fogasléc. Ez a síkkerék a kúpkerékeknel a fogaslécnek felel meg.



29.27. ábra. Osztókúp határhelyezete

Minden kúpkerékpárnak vagy egy közös ideális síkkeréke, amely mindkét keréssel helyesen kapcsolódna, azonban ez a síkkerék nem minden esetben készíthető el, mert fogszáma nem adódik egész számra. A síkkerék osztókör sugarát a vele kapcsolódó kúpkerék osztókúp alkotójának d_0 hosszával egyezik meg.

A síkkeréknek fontos szerepe van a kúpkerékek gyártásánál, továbbá az egyenestől eltérő fogazású kúpkerékeknel. A fogaskerekek jellemzése ui. a síkkerék osztókörén kialakított fogoldal alkotói szerint történhet.

29.6. Méretezés

A fogaskerekek mechanikai viszonyait az átvitt teljesítmény és a fordulatszám határozza meg. A teljesítményből meghatározható a nyomaték

$$M_1 = 71\,620 \frac{N}{n_1}.$$

Az egyenletekből egyszerűsítés után kifejezhetjük a kiegészítő fogszámokat

$$z_1' = \frac{z_1}{\cos \delta_1}, \quad \text{ill.} \quad z_2' = \frac{z_2}{\cos \delta_2}.$$

A kúpkerék alámetszési viszonyait is a kiegészítő fogszámok alapján határozhatjuk meg. A kúpkerék alámetszett lesz, ha kiegészítő fogszáma kisebb, mint a határkerék fogszáma, amelyet az egyenes fogazathoz hasonlóan számítunk ki

$$z_1' \leq z_0 = \frac{2}{\sin^2 \alpha}.$$

Az alámetszés elkerülése, és a relatív csúszások megjavítására, ill. kiegyenlítésére a kúpkerékeknel is alkalmazható a fogazáshelyesbítés. Nagyobb áttételek esetében kompenzált fogazat alkalmazható, amelynél nem szükséges a kerekek helyzetének megváltoztatása. A kúpkerékeknel az áttétel rendszerint nagyobb, továbbá a kiegészítő fogszámok is nagyobbak, mint a tényleges fogszámok, így a kompenzálása rendszerint akadálytalanul elvégezhető.

A kúpfogaskerék megmunkálásához a keréktest kontúrméreteit meg kell adni. A kerekek legnagyobb méretei az ábrák alapján (a kúpkeréknél ezek a fejkörök)

$$D_1 = d_1 + 2m \cos \delta_1 \quad \text{és} \quad D_2 = d_2 + 2m \cos \delta_2.$$

A csúcscoldali szögek az osztókúpok δ_1 és δ_2 szögeinél a γ_{f1} és γ_{f2} fejszögekkel nagyobbak. A fejszögeket az osztókúp alkotóinak hosszából és a fejmagasságból határozhatjuk meg. Az osztókúp d_0 alkotójának hossza

$$d_0 = \frac{d_1}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_2}{2 \sin \delta_2}.$$

A fejszögek

$$\operatorname{tg} \gamma_{f1} = \frac{m}{d_0} \quad \text{és} \quad \operatorname{tg} \gamma_{f2} = \frac{m}{d_0},$$

amint látjuk elemi fogazásnál a $\gamma_{f1} = \gamma_{f2}$, vagyis a fejszögek egymással egyenlők. Kompenzált fogazás esetén a fejmagasságok a kis keréknél $+x_1m$ és a nagy keréknél $-x_1m$ értékkel megváltoznak, így

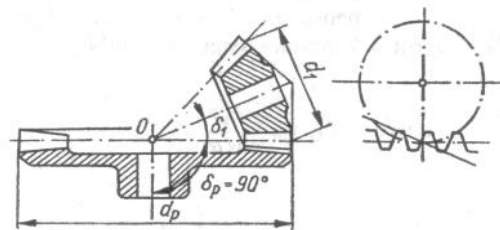
$$\operatorname{tg} \gamma_{f1} = \frac{m+x_1m}{d_0} \quad \text{és} \quad \operatorname{tg} \gamma_{f2} = \frac{m-x_1m}{d_0}.$$

és a kerekek legnagyobb átmérői

$$D_1 = d_1 + 2(m+x_1m) \cos \delta_1 \quad \text{és}$$

$$D_2 = d_2 + 2(m-x_1m) \cos \delta_2.$$

Kúpfogaskerekek tengelyszöge 90° -tól eltérő is lehet, $\delta_1 + \delta_2 \neq 90^\circ$. Ezeknek a kerekeknek pedig egyik különleges esete az, ha a $\delta_2 = 90^\circ$, azaz a nagyobbik kerék osztókúpja síkká fajul (29.27. ábra). Ezt a kereket *síkkeréknek* nevezik. A síkkerék kiegészítő kúpja henger, a lefordításban a segédosztókör egyenessé fajul, a fogoldal pedig a gördülő egyenesre merőleges vonal, vagyis fogasléc. Ez a síkkerék a kúpkerékeknel a fogaslécnek felel meg.



29.27. ábra. Osztókúp határhelyzete

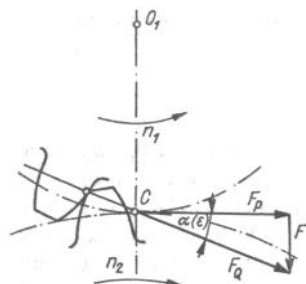
Minden kúpkerékpárnak vagy egy közös ideális síkkeréke, amely mindkét kerékkal helyesen kapcsolódna, azonban ez a síkkerék nem minden esetben készíthető el, mert fogszáma nem adódik egész számra. A síkkerék osztókörugara a vele kapcsolódó kúpkerék osztókúp alkotójának d_0 hosszával egyezik meg.

A síkkeréknek fontos szerepe van a kúpkerékek gyártásánál, továbbá az egyenestől eltérő fogazású kúpkerékeknel. A fogaskerekek jellemzése ui. a síkkerék osztókörén kialakított fogoldal alkotói szerint történhet.

29.6. Méretezés

A fogaskerekek mechanikai viszonyait az átvitt teljesítmény és a fordulatszám határozza meg. A teljesítményből meghatározható a nyomaték

$$M_1 = 71\,620 \frac{N}{n_1}.$$



29.28. ábra. A fognyomás hatásvonalja

A nyomaték alapján számítható az osztókörök, ill. a gördülőkörök érintkező pontján ébredő F_p kerületi erő az $M_1 = r_1 F_p$ egyenletből. Eltekintve az együtt dolgozó fogpárok érintkezési felületén keletkező súrlódástól, a fogerő hatásvonalja a közös fogmerőlegesbe esik, így mindenkor a főponton megy keresztül és a kapcsolóvonal irányába mutat (29.28. ábra).

Az F_Q fogerőnek az osztó-, ill. gördülőkörök érintőjébe eső komponense az F_p kerületi erővel egyenlő.

Ennek alapján az F_Q fogerőt a kapcsolószöggel számíthatjuk
Elemi fogazatnál:

$$F_p = F_Q \cos \alpha \quad \text{és ebből} \quad F_Q = \frac{F_p}{\cos \alpha}.$$

Általános fogazatnál:

$$F_p = F_Q \cos \varepsilon \quad \text{és ebből} \quad F_Q = \frac{F_p}{\cos \varepsilon}.$$

Ferde fogazatnál:

$$F_p = F_Q \cos \alpha_h \quad \text{és ebből} \quad F_Q = \frac{F_p}{\cos \alpha_h},$$

ferde fogazatnál ezenkívül egy $F_{ax} = F_p \operatorname{tg} \beta$ nagyságú tengelyirányú erő is keletkezik.

Evolvens fogazatnál a kapcsolószög állandó, ezért állandó nyomaték esetén a fogerő is állandó. A kereket valóban terhelő erő az F_Q fogerő, amely átadódik a fogaskerekek tengelyeire is. Ezért a tengelyek és a csapágyak méretezését az F_Q fogerőre kell végezni, figyelembe kell továbbá venni a rendszerint működő $M_{cs} = M_1$, ill. M_2 csavarónyomatéket is.

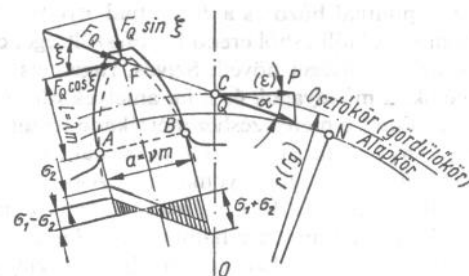
A fogerő másik komponense, az F_A sugárirányban működik, a tengelyeket egymástól eltávolítani igyekszik. Értéke

elemi fogazatnál $F_A = F_p \operatorname{tg} \alpha;$

általános fogazatnál $F_A = F_p \operatorname{tg} \varepsilon.$

A fogak felületén a kapcsolóvonalra merőleges irányban súrlódóerők keletkeznek, amelyek a teljesítmény csökkenését okozzák. A súrlódásból adódó teljesítményvesztéseket általában nem szokás számítani. Kísérleti eredmények alapján jó minőségű, köszörült, helyesen kent hengeres kerek határfoka $\eta = 0,97 \dots 0,99\%$ -ra tehető.

A fogaskerék hajlítói igénybevételét abban a legkedvezőtlenebb esetben számítjuk, amikor a F_Q fogerő a fog kapcsolódásának kezdetén a fejélen terheli a fogat (29.29. ábra). Az erőt hatásvonalja irányában eltolva a fog szimmetria tengelyéig, azt felbonthatjuk két komponensre. Ha az F_Q erő a fogszimmetrikusra állított merőlegessel szöveget zár be, akkor a két komponens közül $F_p \cos \xi$ hajlító-, $F_Q \sin \xi$ pedig nyomófeszültségeket okoz a fogtőben.



29.29. ábra. Fognyomás

A feszültségállapot meghatározásához azonban meg kell állapítanunk azt, hogy a fogtőnek hol van a veszélyes keresztmetszete. Tekintettel arra, hogy a fogtő szempontjából a hajlítás a veszélyesebb, mert ennek hatására keletkezik a nagyobb feszültség, ezért a fogtő legveszélyesebb keresztmetszetét a hajlítás alapján határozzuk meg. A veszélyes keresztmetszet megkereséséhez felhasználjuk az egyenszilárdságú alakra vonatkozó ismereteket. Tudjuk, hogy hajlítás esetén az egyenszilárdságú alak másodfokú parabola. Ha tehát az F pontból indítunk egy másodfokú parabolát, akkor az kijelöli az egyenszilárdságnak megfelelő alakot. Ha a parabolát úgy szerkesztjük meg, hogy a fog tővét érintse, kapjuk az A és B pontokat. Az egyenszilárdságú alak fogalmából következik, hogyha a fog alakja a parabolával lenne azonos, akkor a hajlítófeszültség végig egyforma nagyságú lenne. A fog azonban mindenhol vastagabb, mint a parabola, kivéve az A és B pontok közötti keresztmetszetet, ezért a feszültség mindenhol kisebb, mint a parabolának megfelelő feszültség, kivéve az AB keresztmetszetet.

Az elmondottak alapján egyszerű szerkesztéssel meghatározható a veszélyes keresztmetszet helye. A feszültségek számítása ezután könnyen végezhető, az ábra jelöléseit alkalmazva b szélességű fognál a hajlítófeszültség maximuma

$$\sigma_1 = \frac{F_Q \cos \xi l}{\frac{a^2 b}{6}}$$

és a nyomófeszültség

$$\sigma_2 = \frac{F_Q \sin \xi}{ab}$$

A σ_1 hajlítófeszültség az A pontnál húzó és a B pontnál nyomó. A σ_2 nyomófeszültség az A pontnál a hajlításból eredő húzófeszültséget csökkenti, a B pontnál a nyomófeszültséget növeli. Szívós, rugalmas anyagoknál, amilyenek az acélok, a műanyagok és a fa, amelyek húzásra és nyomásra egyformán viselkednek, a méretezéshez mértékadó feszültség a B pontban keletkező $\sigma_B = \sigma_1 + \sigma_2$ feszültség. Öntöttvasnál, amelynek húzásra kisebb a szakítószilárdsága, mint nyomásra az A pontban keletkező $\sigma_A = \sigma_1 - \sigma_2$ feszültség mértékadó a méretezés szempontjából. A fog méreteit a modulhoz viszonyítva a hajlítás karja $l = \lambda m$ és az AB keresztmetszet vastagsága $a = \nu m$. Ezeket a σ_1 és σ_2 feszültségek egyenleteibe behelyettesítve, majd a $\sigma_A = \sigma_1 + \sigma_2$ és $\sigma_B = \sigma_1 - \sigma_2$ egyenleteket felírva és a rendezést elvégezve a mértékadó feszültségekre nézve a

$$\sigma_A = \frac{F_Q}{bm} \left(\frac{6\lambda \cos \xi}{\nu^2} - \frac{\sin \xi}{\nu} \right) \quad \text{és}$$

$$\sigma_B = \frac{F_Q}{bm} \left(\frac{6\lambda \cos \xi}{\nu^2} + \frac{\sin \xi}{\nu} \right)$$

kifejezéseket nyerjük. Amint látjuk a fogtőben keletkező legnagyobb húzó- ill. nyomófeszültségek értéke a fognyomástól, a fogszélességtől és a moduldtól, továbbá egy, a zárójelben összefoglalt értéktől függ. A zárójelben levő kifejezés értéke a fog alakjától függ, ezért szokásos elnevezése fogalak tényező, jelölésére γ használatos a hazai irodalomban. A fogalak tényező bevezetésével a fog hajlítószilárdsági méretezése egyszerűen végezhető, ui.

$$\sigma_{\text{meg}} \equiv \frac{F_Q}{bm} \gamma.$$

Fogalak tényezők értékei $\alpha = 20^\circ$ -nál

(A fogaléc fogalak tényezője: 2,096)

Acélhoz

Profil- eltolás x_1										
	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
-1										
-0,8										
-0,6										
-0,4										
-0,2										
0	5,96	5,09	4,67	4,34	4,09	3,89	3,71	3,57	3,46	3,35
+0,2	4,33	3,93	3,67	3,48	3,33	3,21	3,11	3,03	2,96	2,90
+0,4	3,34	3,15	3,01	2,91	2,82	2,76	2,70	2,66	2,62	2,58
+0,6			2,58	2,52	2,48	2,41	2,41	2,38	2,36	2,34
+0,8						2,24	2,22	2,20	2,19	2,18
+1										2,07
+1,2										
+1,4										
+1,6										
+1,8										
+2										

Öntött vashoz

Profil- eltolás x_1										
	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
-1										
-0,8										
-0,6										
-0,4										
-0,2										
0	4,90	4,36	3,88	3,57	3,36	3,18	3,05	2,93	2,82	2,73
+0,2	3,38	3,06	2,89	2,73	2,62	2,53	2,47	2,40	2,36	2,31
+0,4	2,49	2,33	2,25	2,18	2,14	2,10	2,07	2,04	2,02	1,99

veszé

seit a

és a

A σ_1
nyom
kenti
gokn
nyom
B po
húzás
letke

AB k
egyer
leteke

kifeje
húzó-
modu
jelber
zése f

egysz

$0_{\text{húzó}}$ bm

Tekintve, hogy a fogban nyomó- és húzófeszültségek is keletkeznek, ezért a fogalaktényezőknél is két fajtája használatos. Külön meghatározták az acélkeréknél használatos negatív előjeles

$$y = \frac{6\lambda \cos \xi}{\nu^2} - \frac{\sin \xi}{\nu}$$

fogalaktényezőket, és a pozitív előjeles

$$y_{\text{öv}} = \frac{6\lambda \cos \xi}{\nu^2} + \frac{\sin \xi}{\nu}$$

fogalaktényezőket, amelyek öntöttvas fogaskerekek fogainak hajlítószilárdsági méretezésére használhatók.

A fogalaktényező értéke a fog alakjától függ. Tekintve, hogy a fog alakját az alaprofil α_0 szöge, a fogszám és a profileltolás, valamint a fejhézag c_0 értéke határozza meg, a táblázatokat ezek függvényében állították össze. A 29.2. táblázatban (1. melléklet) $\alpha = 20^\circ$ -os alaprofil szögére a fogszámok és a profileltolás függvényében találjuk meg a pozitív előjeles

$$y = \frac{6\lambda \cos \xi}{\nu^2} + \frac{\sin \xi}{\nu}$$

fogalaktényezőket. A táblázat ugyanerre az $\alpha = 20^\circ$ -os szögére is tartalmazza a negatív előjeles

$$y_{\text{öv}} = \frac{6\lambda \cos \xi}{\nu^2} - \frac{\sin \xi}{\nu}$$

fogalaktényezőket. A 29.3. táblázat (1. melléklet) $\alpha = 15^\circ$ alaprofil szögére tartalmazza a pozitív előjeles y és ugyanerre az alaprofil szögére a negatív előjeles $y_{\text{öv}}$ fogalaktényezőket. A táblázatokban az alámetszés és a fogkihegyesedés határa is be van jelölve.

Az F_Q fogerő nyomatéka a kerékre az alapkör sugarával fejezhető ki.

$$M = r_a F_Q = \frac{zm}{2} \cos \alpha_0 F_Q.$$

A nyomaték azonban a P teljesítménnyel és az n fordulatszámmal is számítható

$$M = 71\,620 \frac{P}{n}$$

veszé

seit a

és a

A σ_1
nyom
kenti
gokn
nyom
B po
húzás
letke

AB k
egyer
leteke

kifeje
húzó-
modu
jelber
zése f

egysz

O_{luga} bm

Tekintve, hogy a fogban nyomó- és húzófeszültségek is keletkeznek, ezért a fogalaktényezőknél is két fajtája használatos. Külön meghatározták az acélkeréknél használatos negatív előjeles

$$y = \frac{6\lambda \cos \xi}{\nu^2} - \frac{\sin \xi}{\nu}$$

fogalaktényezőket, és a pozitív előjeles

$$y_{\text{öv}} = \frac{6\lambda \cos \xi}{\nu^2} + \frac{\sin \xi}{\nu}$$

fogalaktényezőket, amelyek öntöttvas fogaskerekek fogainak hajlítószilárdsági méretezésére használhatók.

A fogalaktényező értéke a fog alakjától függ. Tekintve, hogy a fog alakját az alaprofil α_0 szöge, a fogszám és a profileltolás, valamint a fejhézag c_0 értéke határozza meg, a táblázatokat ezek függvényében állították össze. A 29.2. táblázatban (1. melléklet) $\alpha = 20^\circ$ -os alaprofil szögére a fogszámok és a profileltolás függvényében találjuk meg a pozitív előjeles

$$y = \frac{6\lambda \cos \xi}{\nu^2} + \frac{\sin \xi}{\nu}$$

fogalaktényezőket. A táblázat ugyanerre az $\alpha = 20^\circ$ -os szögére is tartalmazza a negatív előjeles

$$y_{\text{öv}} = \frac{6\lambda \cos \xi}{\nu^2} - \frac{\sin \xi}{\nu}$$

fogalaktényezőket. A 29.3. táblázat (1. melléklet) $\alpha = 15^\circ$ alaprofil szögére tartalmazza a pozitív előjeles y és ugyanerre az alaprofil szögére a negatív előjeles $y_{\text{öv}}$ fogalaktényezőket. A táblázatokban az alámetszés és a fogkihegyesedés határa is be van jelölve.

Az F_Q fogerő nyomatéka a kerékre az alapkör sugarával fejezhető ki.

$$M = r_a F_Q = \frac{zm}{2} \cos \alpha_0 F_Q.$$

A nyomaték azonban a P teljesítménnyel és az n fordulatszámmal is számítható

$$M = 71\,620 \frac{P}{n}$$

A két egyenletből felírhatjuk, hogy

$$\frac{zm}{2} \cos \alpha F_Q = 71\,620 \frac{P}{n},$$

és ebből

$$F_Q = \frac{2 \cdot 71\,620 P}{zmn \cos \alpha}.$$

A fogóronek így kifejezett értékét az egyenletbe behelyettesítve

$$\sigma_{\text{meg}} = \frac{2 \cdot 71\,620 P y}{zmnbm \cos \alpha}.$$

Ebből az egyenletből a b fogszélességet a modul és egy b_1 ún. fogszélességtényezővel kifejezve $b = b_1 m$, rendezés után a modulra nyertünk egy összefüggést

$$m^3 = \frac{2y71\,620P}{b_1 z n \sigma_{\text{meg}} \cos \alpha}.$$

A méretezés kulcsa itt is a fogtőben megengedhető σ_{meg} feszültség értékének megválasztása. A fogtőben megengedhető feszültség értékelésénél két dolgot kell figyelembe venni. Az egyik a fogtőnél levő keresztmetszetváltozás okozta feszültségkoncentráció, amelyet a fogláb megmunkálási nyomai még fokozhatnak, a másik pedig az a járulékos dinamikus erő, amelyet a fogaskerék kapcsolódásánál a foghibák és a fogak deformációi okoznak. Ennek a dinamikus erőnek az értéke nyilván sebességfüggő, lassú fordultnál elhanyagolhatóan csekély, gyors fordultnál pedig növekszik.

A σ_{ff} feszültséget vesszük alapul a fogaskerek tövében megengedhető hajlítófeszültség számítására.

A σ_{ff} kifáradási határfeszültségből egy n biztonsági tényezővel kiszámítunk egy σ_0 feszültséget.

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{\text{ff}}}{n}.$$

A biztonsági tényező értéke rendszerint $n = 1,5 \dots 2$.

A fogaskerek dinamikus terhelését ennek a σ_0 feszültségnek a felhasználásával vesszük figyelembe. A megengedhető feszültséget egy ξ_d

ún. dinamikus tényezővel számítjuk a σ_0 feszültségből

$$\sigma_{\text{meg}} = \frac{\xi_0}{\xi_d} \sigma_0.$$

A dinamikus tényező értékére nézve több számítási mód terjedt el. Számítástechnikai szempontból legcélszerűbb és a kísérleti eredményekkel jól egyezik a dinamikus tényezőnek a kerületi sebesség köbgyökével való egyszerű kifejezése

$$\xi_d = \sqrt[3]{v},$$

ahol v az osztókörön (gördülőkörön) mért kerületi sebesség m/s dimenzióban. A kerületi sebességet kifejezhetjük az osztókör sugarával és a szögsebességgel.

$$v = r\omega.$$

Továbbá az osztókört a fogszámmal és a modullal, a szögsebességet pedig a fordulatszámmal írhatjuk fel

$$v = \frac{zm}{2} \frac{n}{9,55} \frac{1}{100},$$

Az $1/100$ szorzó azért szükséges, mert a v kerületi sebességre m/s-ben van szükségünk, a modul viszont a képletekben cm-ben alkalmazzuk. A gyökvonást elvégezve

$$\sqrt[3]{v} = \frac{\sqrt[3]{zn^3 m}}{12,4}$$

kifejezést nyerjük, amellyel

$$\sigma_{\text{meg}} = \frac{\sigma_0}{\sqrt[3]{v}} = \frac{\sigma_0 12,4}{\sqrt[3]{zn^3 m}}.$$

A megengedhető feszültséget a megfelelő képletbe helyettesítve

$$m^3 = \frac{2y71\,620 n \sqrt[3]{zn^3 m}}{b_1 z n \sigma_0 12,4 \cos \alpha}$$

és ebből rendezés után nyerjük a modul számításának hajlítószilárdsági, ún. nyolcharmadikonos képletét, amely szerint

$$m^{\frac{8}{3}} = \frac{11\,550y}{\sigma_0 \cos \alpha} \frac{N}{b_1 \sqrt{(zn)^2}},$$

és $\alpha = 20^\circ$ esetében $\cos 20^\circ = 0,93969$ helyettesítéssel

$$m^{\frac{8}{3}} = 12\,300 \frac{y}{\sigma_0} \frac{N}{b_1^3 \sqrt{(z_1 n_1)^2}}$$

A képlet használatához meg kell választanunk az anyagminőséget, ennek σ_H kifáradási határfeszültségéből $n = 1,5 \approx 2$ biztonsági tényezővel számítjuk a σ_0 feszültséget. Az N teljesítmény és n fordulatszám rendszerint ismert. A fogszámok vagy adottak, vagy adott módosítás esetében a kiskerék fogszáma szabadon választható.

Ha nem okvetlenül szükséges, akkor a kiskerék fogszámát ne vegyük túlzottan kevésnek. Nemesített anyagoknál $z_1 = 17 \approx 22$, betétedzett kerekeknél kisebb. Lassú fordulató hajtásoknál és ferde fogazásnál, vagy különleges nagy áttételnél $z_1 \leq 10$ fogszámokat is alkalmaznak.

A b_1 fogszélesség-tényező értéke a megmunkálástól és az ágyazástól függ

nyers öntésű fogagnál	10
a tengely konzolos végén elhelyezett kerék megmunkálva	15
gyalult kerekek, merev szekrényben	25
pontosan köszörült kerekek, merev fogaskerékszekrényben, merev tengelyeken	45

A fogszélesség felső határa a kiskerék osztókördíamérvője

$$b_{\max} \leq d_1 = z_1 m.$$

A képletben szereplő fogaktényezőt a kis kerék z_1 fogszámának és várható profíleltolásának megfelelően keressük ki a táblázatból.

A hajtás végleges megtervezése után a fogaskerekeket, különösen betétedző anyagok alkalmazása esetén hajlítózsilárdságra ellenőrizni kell. Ekkor a tényleges fogszámok és profíleltolások, valamint fogszélesség alapján a táblázatokból az új fogaktényezőket pontos értékeiket kereshetjük ki.

A fogaktényezőket pontos értékeinek meghatározásánál figyelembe vehetjük, hogy az F_Q terhelés a fogon csak az egyedi kapcsolási mezőben működik teljes nagyságban, egyébként a kapcsolódó fogak között megszűnik. Az egyedi kapcsolódás határait az előzők alapján számíthatjuk. Ha a fejkör sugara R_1 és az egyedi kapcsolási sugár r_{e1} , akkor az egyedi kapcsolási magasságra érvényes fogaktényezőt a következő közelítő képlettel határozhatjuk meg

$$y_e = y \left[1 - 0,56 \left(\frac{R_1 - r_{e1}}{m} \right) \right].$$

Hasonlóképpen számíthatjuk a fogaktényezőt a nagykerékre az R_2 és az r_{e2} fejkör-, ill. egyedi kapcsolódási sugár segítségével.

Méretezés Hertz-feszültségek alapján.

A fogaskerék fogfelületeinek érintkezése voltaképpen két hengerfelület érintkezésének tekinthető. Az érintkező hengerfelületeknél felszíni (Hertz-) feszültségek lépnek fel, amelyek a fogfelszín kifáradását okozhatják. A kifáradási veszélyt növekszik a kenőanyag tapadása folytán a relatív elmozdulás által keltett nyíró- és húzófeszültségek.

Hertz vizsgálatai alapján az érintkező felületek feszültségeloszlása elliptikus (29.30. ábra), amit a számítások egyszerűsítése végett parabolikus feszültségeloszlással helyettesítünk. A legnagyobb feszültség az F_Q erő hatásvonalában ébred, ennek értéke

$$\sigma_H^2 = 0,35 \frac{F_Q}{b} \frac{E_k}{\rho_k}.$$

A Hertz-feszültség jelzésére σ_H -t alkalmazzuk, b a fogszélesség, $E_k = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ az érintkező felületek anyagának közepes rugalmassági állandója és $\rho_k = \frac{2\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$ az érintkező felületek redukált görbületi sugara. A képletből láthatjuk, hogy egy adott fogaskerékpárnál valamennyi érték állandó, kivéve a ρ_k redukált görbületi sugarakat, ez utóbbiak a kapcsolóvonal mentén változik.

A fenti képletből az F_Q fogerőt kifejezve

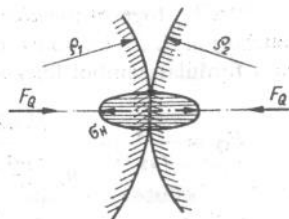
$$F_Q = \frac{2,86 \sigma_H^2}{E_k} 2b \rho_k$$

kifejezést nyerjük. Ebben egy új jelölést vezetünk be, a jobb oldalon álló törtet k -val helyettesítjük

$$k = \frac{2,86 \sigma_H^2}{E_k},$$

ahol k az ún. palástnyomás. Ezzel az F_Q fogerőt

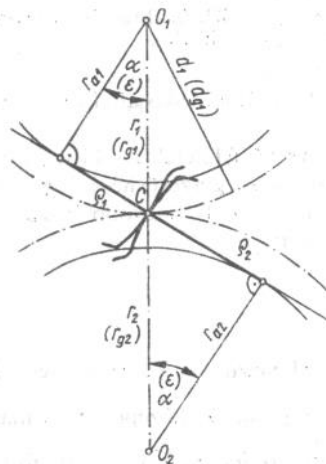
$$F_Q = 2kb \rho_k.$$



29.30. ábra. Hertz-feszültség eloszlása

Az F_Q fogerőt másrésről a nyomatókkal és az alapkör sugarával is felírhatjuk (l. 29.28. ábra), majd a nyomatókat az átvitt teljesítményből és a fordulatszámából fejezhetjük ki

$$F_Q = \frac{M_1}{r_{a1}} = \frac{71\,620P}{n_1 \frac{z_1 m}{2} \cos \alpha} = \frac{71\,620P}{n_1 z_1 m \cos \alpha}$$



29.31. ábra. Görbületi sugarak

A ρ_k közepes görbületi sugarat az F főpontra könnyen számíthatjuk (29.31. ábra) ui.

$$\rho_1 = r_1 \sin \alpha \quad \text{és} \quad \rho_2 = r_2 \sin \alpha = i r_1 \sin \alpha,$$

továbbá

$$\rho_1 + \rho_2 = a_0 \sin \alpha = (r_1 + r_2) \sin \alpha = (r_1 + i r_1) \sin \alpha = (i+1) r_1 \sin \alpha.$$

A fentiek alapján

$$\rho_k = \frac{2r_1 \sin \alpha i r_1 \sin \alpha}{(i+1) r_1 \sin \alpha} = d_1 \sin \alpha \frac{i}{1+i} = z_1 m \sin \alpha \frac{i}{1+i}.$$

Az egyenletbe behelyettesítve a F_Q fogerőt és ρ_k redukált görbületi sugarat, továbbá a fogszélességtényező bevezetésével $b = b_1 m$, végül a

k helyébe a k_{meg} megengedhető palástnyomást alkalmazva a következő egyenletet nyerjük

$$\frac{71\,620P}{n_1 z_1 m \cos \alpha} = k_{\text{meg}} b_1 m z_1 m \sin \alpha \frac{i}{1+i},$$

amelyből $\sin \alpha \cos \alpha = \frac{1}{2} \sin 2\alpha$ helyettesítéssel a modulra

$$m^3 = \frac{71\,620P}{n_1 z_1^2 b_1 k_{\text{meg}} \sin 2\alpha} \cdot \frac{i+1}{i}$$

egyenlet adódik. A k_{meg} értékét a σ_{meg} -hez hasonlóan a k_f kifáradási határértékből számíthatjuk. A k_f kifáradási határértékből egy n biztonsági tényezővel kiszámítjuk a k_0 értékét

$$k_0 = \frac{k_f}{n},$$

ahol az n biztonsági tényező értéke rendszerint kisebb, mint hajlításra. Palástnyomásra $n_2 = 1,1 \dots 1,2$ közötti értékek használhatók.

A dinamikus terheléseket a k_0 felhasználásával a hajlítószilárdsági számításhoz hasonlóan a ξ_d dinamikus tényezővel vesszük figyelembe és így

$$k_{\text{meg}} = \frac{k_0}{\xi_d},$$

a ξ_d értéke itt is $\xi_d = \sqrt[3]{v}$.

$$\text{Így } k_{\text{meg}} = \frac{k_0 12,4}{\sqrt[3]{zn} \sqrt[3]{m}}$$

Ezt a megengedhető k_{meg} palástnyomási tényezőt az egyenletbe helyettesítve

$$m^3 = \frac{71\,620P}{n_1 z_1^2 b_1 k_0 12,4 \sin 2\alpha} \sqrt[3]{z_1 n_1} \sqrt[3]{m(i+1)}$$

egyenletet nyerjük, amelyből rendezés után a következő kifejezés adódik:

$$m^{\frac{8}{3}} = \frac{71\,620 \cdot 4}{12,4 \sin 2\alpha} \cdot \frac{P}{b_1 k_0} \cdot \frac{i+1}{i z_1 \sqrt[3]{(z_1 n_1)^2}}$$

majd az állandókat összevonva és $\alpha = 20^\circ$ esetében $\sin 2\alpha = \sin 40^\circ = 0,6428$ helyettesítéssel

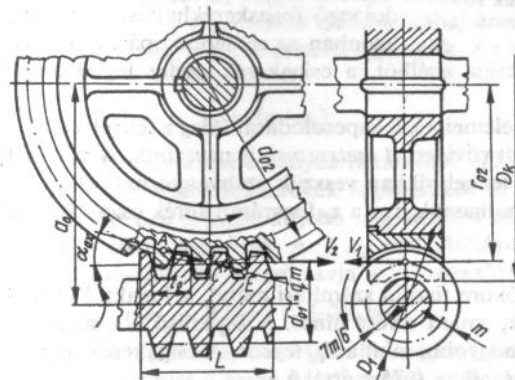
$$m^{\frac{8}{3}} = 35\,900 \frac{P}{b_1 k_0} \frac{i+1}{i z_1 \sqrt{(z_1 n_1)^2}}$$

Az így nyert összefüggés a fogaskerék-pár felszíni szilárdsági méretezésére alkalmas nyolcharmadikonos képlet.

A fogaskerekek geometriai adatainak végleges meghatározása után szükséges, különösen nem betétedzéssel készülő kerekeknel a ténylegesen keletkező palástnyomás meghatározása. Ezt a hajlítófeszültséghez hasonlóan az egyedi kapcsoló pontokra határozzuk meg, figyelembe véve azt a körülményt, hogy az F_Q fognyomás teljes értékével a fogat csak az egyedi kapcsolat tartományában terhelheti.

30. Csigahajtás méretezése

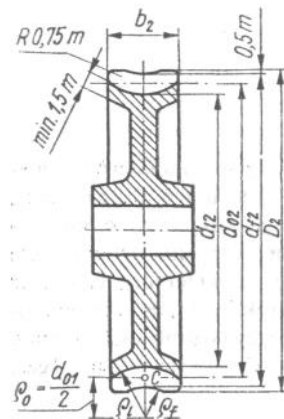
Két olyan tengely esetén, amelyeknek a középvonalai kitérő egyenesek, a forgást csigahajtással is át tudjuk vinni. Az egyik tengelyre csavart, legtöbbször hengeres csigát, a másikra pedig fogakkal ellátott csigakereket helyezünk el, aminek a fogai a csiga menethézagába nyúlnak bele (30.1. ábra). A tengelyszög általában 90° . A csiga menetei forgatáskor az emelkedésüknek megfelelően továbbtolják a kerék fogait, és kikényszerítik a kerék forgását. Ez a lassító mozgás a leggyakoribb eset, a csiga nagyobb emelkedése esetén azonban az ellenkező mozgás is lehetséges, vagyis a kerék forgathatja a csigát.



30.1. ábra. Geometriai és sebességi viszonyok csigahajtásnál

Az érintkező felületeket úgy növeljük meg, hogy a keréknek a csiga görbületéhez idomuló globoid fogakat adunk. A két elem kapcsolódása fogaslécnek fogaskerékkel való kapcsolódásaként fogható fel. A csiga a forgatáskor a menetemelkedése miatt — mint fogasléc — egyenletesen

továbbtolódónak tekinthető, a kerék pedig ezzel a továbbtolódó fogaslécvel vehető kapcsolódónak. Ez a fogaslécyszerű kapcsolódás nemcsak a csigatengelyen átmenő, és a kerék középsíkjában fekvő ún. *tengelymetszetben* van meg, hanem minden, a csigatengellyel párhuzamos, függőleges metszősíkbán is. A tengelymetszettel



30.2. ábra. Csigakerék fő méretei

eltérő, de vele párhuzamos metszetekben azonban a csigának a metszetei már különböznek a tengelymetszettől. A csigakerék úgy fogható fel, mintha a továbbtolódó fogaslécvel kapcsolódó hengeres, ferde fogazatú fogaskerék volna, különböző fejmagasságokkal. Ezt a körülményt a 30.2. ábrán levő keréken úgy érzékeltetjük, hogy a keréknek a d_{02} osztókörátmérőn egyenes, hengeres felületnek megfelelő osztóvonalat rajzoltunk be.

A csiga és a kerék felülete között a csiga forgása miatt nagy csúszás van, emiatt a csigahajtásnak általában rossz a hatásfoka. A csigahajtás a legzajtalanabbul dolgozó fogaskerék-hajtás, nagy hátránya azonban az erősebb kopás. A kopás csökkentése végett a csiga acélból, a csigakerék pedig leginkább bronzból készül.

A csigahajtás elemeinek a kapcsolódását főleg a tengelysíkbán szoktuk feltüntetni, amit röviden *A metszetnek* is nevezünk. A csigahajtás m modulját ebben a tengelysíkbán vesszük szabványosnak, hogy a kerék méreteit ezzel számolhassuk. Így a z_2 fogszámú kerék osztókörátmérője:

$$d_{02} = z_2 m.$$

A kerék osztóköre tisztán számítási méret, a fogaktól független és nem mérhető érték, emiatt tűrése nincs. A D_2 külső kör sugárirányban fél modulértékkel nagyobb, mint a d_{f_2} fejkör. A csigakerék fogsarkának a lekerekítési sugara $R = 0,75m$ értékű.

A csigának a tengelymetszeti fogasléce egyenes, domború vagy homorú profilú lehet. A fogasléc legjellemzőbb vonala a középvonal. Ezen a vonalon a csiga fogvastagsága és a fogárok vastagsága egymással egyenlő. A középvonalnak mint hengeralkotónak megfelelő henger a csiga d_{m1} átmérőjű középhengere. A középkörátmérő a csiga névleges átmérője, ami csupán számítási méret, a csigán nem mérhető, tűrése nincsen.

A szerszámok számának csökkentése végett célszerű a d_{m1} középhengerátmérőt az m modul szerint szabványosítani. Erre a

$$q = \frac{d_{m1}}{m}$$

átmérőhányados való. Az átmérőhányados a csigahajtás számítását is megkönnyíti és a képleteket egyszerűbbé teszi. Az átmérőhányados értéket a modultól függetlenül, közepesen $q = 14 \dots 8$ -nak vehetjük fel. Nagyobb q érték mellett rosszabb a hatásfok, kisebb q érték viszont gyengíti a csigatengely keresztmetszetét, és meg nem engedett behajlással járhat. *Niemann* szerint előállítási okok miatt szükséges, hogy $q \geq 6$ legyen. Ritka esetben a csiga nem tengelyes csiga, vagyis nem a tengely vastagítására van elkészítve, hanem furattal, külön van a tengelyre felékelve. Ez a d_{m1} nagyobb méretét kívánja meg. Ilyen furatos csiga csak $q > 10$ esetében használható.

A csiga és a kerék kapcsolódása lehet olyan, hogy a d_{m1} átmérőjű középköre van a csigakerék d_{02} átmérőjű osztókörével tiszta gördülésben, hogyha a csigát forgás nélkül tolódó fogaslécnek tekintjük (30.1. ábra). Ekkor a d_{m1} középhenger alkotója egyúttal a tengelymetszeti fogaslécnek az osztóvonala is, vagyis a csiga középhengere osztóhengernek fogható fel. Ekkor a csigahajtást elemi csigahajtásnak nevezzük. Ekkor tehát $d_{m1} = d_{01}$, vagyis a két átmérő egybeesik. Az elemi tengelytáv a q átmérőhányados behozatalával:

$$a_0 = r_{01} + r_{02} = 0,5m(q + z_2).$$

Ettől a tengelytávától bizonyos határokon belül el lehet térni éppúgy, mint ahogy a homlokkerekek fogazásakor is a fogaslécet a kerék osztóköre körül $\pm x_2 m$ értékkel kijebb vagy beljebb helyezhetjük el, vagyis profileltolást alkalmazhatunk. A $\pm x_2$ profileltolás-tényező behozatalával az általános fogazat tengelytávja a következő:

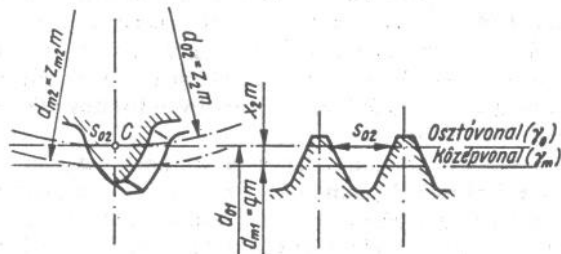
$$a = a_0 \pm x_2 m = 0,5m(q + z_2 \pm 2x_2).$$

Profileltolás az alámetszés elkerülése végett lehet szükséges. A csigakerék határfogszámát a ferde fogelhelyezés elhanyagolásával $\alpha_0 = 20^\circ$ -nál közelítőleg 17-nek vehetjük fel, pontosabban a ferde fogazat határfogszámképletével tudnánk kiszámítani. A csigakerék minimális fogszámát bizonyos biztonsággal számolva $z_2 = 20$ -nak célszerű felvenni. A profileltolást azonban főleg egy bizonyos szabványos tengelytáv betartása végett alkalmazzuk. Ekkor a csigakerék minden átmérőjét megnöveljük vagy lecsökkentjük az osztóköre kivételével. A csigán ekkor nem az átmérőhányadosa által meghatározott $d_{m1} = qm$ hengerátmérő

van tiszta gördülésben a csigakerék osztókörével, hanem a fogasléc középvezonától eltérő másik vonal. Az ennek megfelelő henger, mint osztóhenger a következő átmérőjű:

$$d_{01} = (q \pm 2x_2)m.$$

Ennek az osztóhengernek az alkotója van tiszta gördülésben a csigakerék $d_{02} = z_2m$ osztókörével (30.3. ábra). A d_{02} osztókörön tudjuk kiszámítani a csigakerék s_{02} fogvastagságát is a tiszta gördülés feltevésével, ha a csiga osztóvezonánál a fogárokvastagságot ismerjük.



30.3. ábra. Profileltolással készített csiga és csigakerék

Profileltolás esetén a keréken is két átmérőt különböztetünk meg oly módon, hogy az osztókörön kívül a d_{m2} középkörnek megfelelő átmérőt vehetjük fel, ami a csiga középvezonájának magasságában helyezkedik el. Az ennek megfelelő fogszám az m modullal számolva, a következő:

$$z_{m2} = \frac{d_{m2}}{m}.$$

Ez a fogszám általában nem egész szám.

A pozitív profileltolás-tényező megengedett legnagyobb értéke:

$$x_{2 \max} = 0,5.$$

A későbbiekben ismertetett homorú ívelésű csigánál lehet $x_{2 \max} = 1,5$ is.

A csiga forgatása alkalmával a kerék eltolódása attól függ, hogy mekkora a menetemelkedés, a csigaátmérő nagysága nincs befolyással a kerék elmozdulására, vagyis az áttételre. A csiga emelkedése jobb- vagy balirányú lehet.

A csigának nagyobb emelkedést úgy adunk, hogy egyszerre több menetet helyezünk el egymás mellett, vagyis több bekezdésű csigát alkalmazunk.

A z_1 bekezdésű csiga úgy tekinthető, mint egy z_1 fogszámú fogaskerék.

A csiga csavarfelületének hengerrel való metszésével csavarvonalak adódnak. A csavarvonal emelkedési magassága, vagyis a H érték a csiga minden hengerfelülettel adódó csavarvonalánál állandó értékű. Ezért pl. a sugár csökkentésével a γ emelkedési szög értéke növekszik.

Egybekezdésű csigán, vagyis ha $z_1 = 1$, a H menetemelkedés egyenlő a t_0 osztással. A z_1 fogszámú csigán a H emelkedés a t_0 osztás egész számú többszöröse, vagyis $H = z_1 t_0 = z_1 \pi m$. Általános tengelytávra készített csigahajtás esetén a csiga két átmérőjének megfelelően két emelkedési szög vehető számításba, az egyik a d_{m1} átmérőjű középhengeren levő γ_m közepes (medián) emelkedési szög, amelyre

$$\operatorname{tg} \gamma_m = \frac{H}{\pi d_{m1}} = \frac{m z_1}{d_{m1}} = \frac{z_1}{q}.$$

A másik szög az osztóhenger felületén levő γ_0 emelkedési szög, ami a következő:

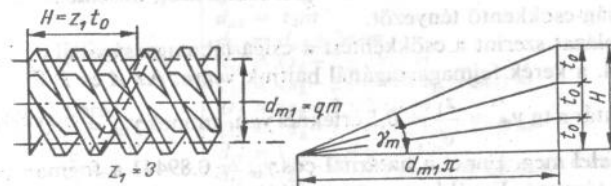
$$\operatorname{tg} \gamma_0 = \frac{H}{\pi d_{01}} = \frac{m z_1}{d_{01}} = \frac{z_1 d_{02}}{z_2 d_{01}}.$$

A csavarfelületek tulajdonságából kifolyólag a két szög között az összefüggés csigaátmérők fordított arányával számítható a tangensfüggvény segítségével:

$$\operatorname{tg} \gamma_0 = \frac{d_{m1}}{d_{01}} \operatorname{tg} \gamma_m.$$

A csigakerék β_2 fogferdeségi szöge, amit a ferde fogazatú kereknek megfelelően a kerék tengelyéhez viszonyítva számítunk, megegyezik a csiga emelkedési szögével.

Egyszerű ábrázolással a menetet csavarvonal helyett egyenes vonalakkal tüntetjük fel a 30.4. ábra bal oldali képe szerint.



30.4. ábra. Három bekezdésű csiga

Az áttételt az határozza meg, hogy hány foga van a keréknek, és hogy a csiga hány bekezdésű (fogszámú). Pl. egyfogú csiga egy fordulatra a kerék csak egy foggal tolódik tovább, kétfogú esetén két foggal. Általában z_1 fogú csiga esetében z_2/z_1 csiga fordulatra esik egy kerékfordulat: n_2 kerékfordulatszám esetén tehát

$$n_1 = n_2 \frac{z_2}{z_1}$$

a csiga fordulatszáma. Az áttétel tehát:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

A csigahajtás nagy előnye, hogy egy fokozatban nagy áttételt lehet megvalósítani, különösen egybekezdésű csigával. Lassító áttételnél esetleg $i = 100$ -nál nagyobb értéket is elérhetünk, gyorsító áttétel esetén nagyobb csigaemelkedési szög alkalmazásával maximumban kb. $i = 15$ érték valósítható meg. Egyébként a csiga fogszáma szabadon választható meg, kis áttételhez nagyobb fogszámú csigát, nagy áttételhez kisebb fogszámú, általában $z_1 = 1$ fogszámút alkalmazunk.

Az áttétel az általános tengelytávra készített csigahajtásnál is a következő:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{o2}}{mz_1} = \frac{z_{m2} - 2x_2}{z_1}$$

Nagyobb profileltolás esetén a fog kihegyesedése következhet be, ill. a fejszalag elkeskenyedik, különösen a D_2 külső körön fordulhatnak elő ilyen hiányosságok. Ezek miatt az ISO szerint az 1. táblázatban feltüntetett két megoldással lehet készíteni a csigahajtást, amelyek közül a B kivitel szerint nagyobb menetemelkedési szöghöz $\cos \gamma_m$ -szeresen csökkentett alacsony fogazatot lehet alkalmazni.

Ekkor a fog magasságát nem az m tengelymetszeti modullal, hanem az $m_n = m \cos \gamma_m$ normálmetszeti modullal számítjuk a ferde fogú kereknek megfelelően, ahol szintén a fogferdeségi szög koszinusza adja a fogmagasság-csökkentő tényezőt.

A táblázat szerint a csökkentést a csiga lábmagasságánál és fejházagánál, ill. a kerék fejmagasságánál hajtjuk végre. Az A és B kivitelek között a határ a $\tan \gamma_m = \frac{z_1}{q} = 0,5$ értéknél van, aminek $\gamma_m = 26,5650^\circ \approx 26^\circ 34'$ felel meg. Ennél a határnál $\cos \gamma_m = 0,89441$ a fogmagasság-csökkentő tényező. Egyébként a 30.1. táblázat összefoglalóan feltünteti

30.1. táblázat

Hengeres csigák és csigakerekek geometriai méretei (ISO szerint)

Méret	A kivitel $q > 2z_1(\gamma_m < 26^\circ 34')$	B kivitel $q \leq 2z_1(\gamma_m \geq 26^\circ 34')$
Teljes fogmagasság	2,2m	2,2m cos γ_m
Elemi tengelytáv esetén: Tengelytáv		
$a_o = 0,5(q + z_2)_m$		
Csgiga	osztóhengere fejhengere lábhengere	$d_{o1} = qm = d_{m1}$ $d_{f1} = (q + 2)_m$ $d_{l1} = (q - 2,4) m$ $d_{l1} = (q + 2 - 4,4 \cos \gamma_m) m$
	osztóköre fejköre külső köre lábköre	$d_{o2} = z_2 m = d_{m2}$ $d_{f2} = (z_2 + 2) m$ $d_{f2} = (z_2 - 2 + 4 \cos \gamma_m) m$ $D_2 = (z_2 + 3) m$ $D_2 = (z_2 - 1 + 4 \cos \gamma_m) m$ $d_{l2} = (z_2 - 2,4) m$ $d_{l2} = (z_2 - 2 - 0,4 \cos \gamma_m) m$
Általános tengelytáv esetén: Tengelytáv		
$a = 0,5(q + z_2 \pm 2x_2) m$		
Csgiga	középgengere osztóhengere fejhengere lábhengere	$d_{m1} = qm$ $d_{o1} = (q \pm 2x_2) m$ $d_{f1} = (q + 2) m$ $d_{l1} = (q - 2,4) m$ $d_{l1} = (q + 2 - 4,4 \cos \gamma_m) m$
	osztóköre középköre fejköre külső köre lábköre	$d_{o2} = z_2 m$ $d_{m2} = d_{o2} \pm 2x_2 m$ $d_{f2} = (z_2 + 2 \pm 2x_2) m$ $d_{f2} = (z_2 - 2 + 4 \cos \gamma_m \pm 2x_2) m$ $D_2 = (z_2 + 3 \pm 2x_2) m$ $D_2 = (z_2 - 1 + 4 \cos \gamma_m \pm 2x_2) m$ $d_{l2} = (z_2 - 2,4 \pm 2x_2) m$ $d_{l2} = (z_2 - 2 - 0,4 \cos \gamma_m \pm 2x_2) m$

a kétféle kivitelre az elemi tengelytáv és az általános tengelytáv esetén levő csigahajtás alkatrészeinek átmérőértékeit.

Csigahajtásnál ajánlatos arra is ügyelni, hogy a csigakerék alapkörének az átmérője ne legyen nagyobb, mint a lábkörátmérő, azaz

$$d_{a2} < d_{l2},$$

ahol $d_{a2} = mz_2 \cos \alpha_{ax}$. Ilyen veszély esetén is a tengelytávot növelni kell, vagyis pozitív profilleltolást kell alkalmazni.

A z_2 fogszám ajánlatos felső határa $z_{2max} = 100$ lehet.

A csiga méretei meghatározzák a kerékkoszorúnak a 30.2 ábra alsó részén feltüntetett sugarait is, a csigakerék ívelését eszerint kell kialakítani. A csigakerék szélessége szintén a csiga méreteit meghatározó q átmérőhányadossal hozható összefüggésbe. A b_2 kerékszélességre a következő képletet lehet használni:

$$b_2 \approx 0,45(q+6)m.$$

Fenti értékek bronz kerékkoszorúra érvényesek. Alumíniumbronz koszorú esetén szélesebb koszorút alkalmazunk, és a következő képletet használhatjuk:

$$b_2 \approx 0,45(q+6)m + 1,8m.$$

A kerékfognak a ρ_1 lábkörsugaránál ívben mért \widehat{b}_2 szélessége a következő lehet:

$$\begin{array}{l} \text{bronzkoszorú esetén} \quad \widehat{b}_2 \approx 1,1b_2, \\ \text{alumínium ötvözet esetén} \quad \widehat{b}_2 \approx 1,17b_2. \end{array}$$

A csiga b_1 hosszúságát részint a kapcsolóvonal megkívánt hosszúsága, részint a szerelés körülményei szabják meg. Egyidejűleg legfeljebb három menet van kapcsolódásban, ehhez technológiai okokból még egy támasztómenetet célszerű hozzáadni. Ez összesen 4 menet, azaz a csiga hosszúsága 4 osztás lehet, vagyis

$$b_{1min} = 4t = 4\pi m \approx 12m.$$

Túlságosan hosszú csiga alkalmazása hátrányos, mert a csigatengely alátámasztásának támaszközét növelheti meg, miáltal a csigatengely lehajlása nagy értékű lehet, ami a kapcsolódás szempontjából hátrányos. Kielégítő, ha

$$b_1 \cong 10m.$$

A csiga maximális hosszúságára a következő képlet használható:

$$b_{1max} \approx m \sqrt{6,25z_2 + 12,5}.$$

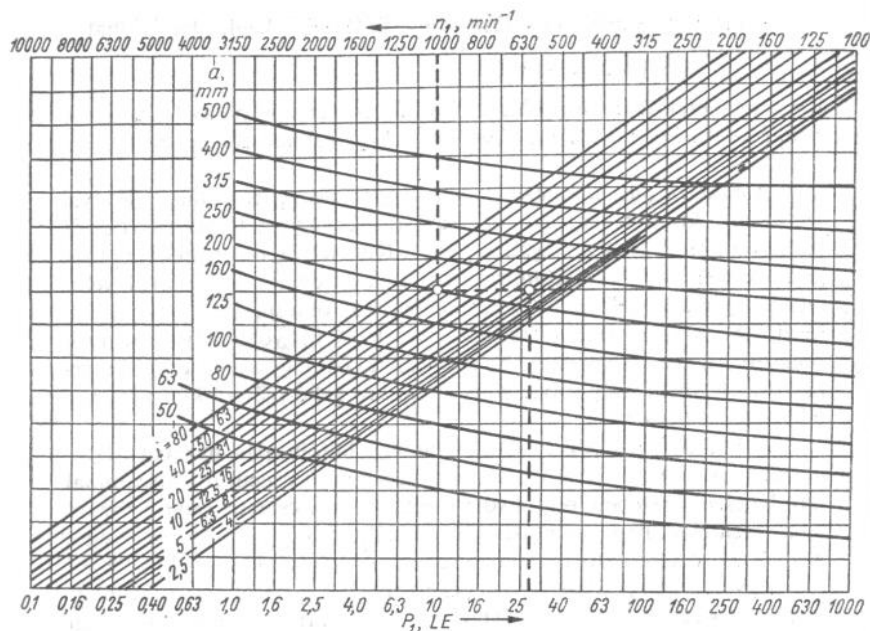
Kis csigakerék-fogszám esetén a b_{1max} -nak fenti képletből számított értéke kisebb lehet b_{1min} -nál. Ilyenkor a b_{1min} -ot kell alkalmazni.

A méretek megállapítása. Niemann gyári adatokra is támaszkodva, széles körű kísérleteket folytatott a csigahajtóművek teljesítményének és tengelytáv-arányának a megállapítására. Kísérleti eredményeként nomogramokat és képleteket állítottak fel, amelyek edzett és köszörült felületű hengeres csigákra, valamint centrifugál öntésű, kiváló minőségű foszforbronz csigakerék esetén érvényesek. A nagyobb teljesítménnyel dolgozó csigahajtásnak nagyobb a tengelytávja, hogy a súrlódásból származó melegmennyiség folyamatos átadására kellő méretű külső felülettel rendelkezessen.

A fejlődött súrlódási hő elvezetésére hűtőbordás házakat alkalmazunk. Ahol pedig ez sem elég, főleg a nagyobb csigafordulatszámú járó hajtások esetében, ott a gyors fordulatszámú csigatengelyt nemcsak a hajtásoldalon, hanem a másik végén is kihozzuk a házból, erre a végre levő hajtó ventillátort, szellőző szárnykereket szerelünk fel.

Egy adott P_1 (LE) bemenő teljesítményhez, n_1 csigatengely fordulatszámhoz és i áttételhez a tengelytávot szellőzőszárnyas csigahajtás esetén a 30.5. ábrán levő nomogramból olvashatjuk ki. A nomogramon bejelölt szaggatott vonal szerint $P_1 = 28,7$ LE-nél $i = 10$ áttétel vonalától balra haladva, $n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}$ bemenő tengelyfordulatszámhoz $a = 200$ mm tengelytáv olvasható le. A nomogramból meghatározható tengelytáv a legjobb minőségű anyagból, köszörült felülettel készített csigahajtásokra érvényes. Szellőzőszárny nélküli kivitel esetén a nomogramból vett tengelytáv értékét meg kell növelni. A megnöveléshez kb. 10 LE-ig 1,25, azon felül 1,35 szorzót használhatunk. Csigahajtás-sorozatokat tipizálásához a tengelytávot R10 előnyös számsor szerint célszerű venni 50–500 mm határok között. Az i áttétel értékét szintén R10 sor szerint választjuk meg. Ha a tengelytáv előzetes értékét így meghatároztuk, akkor megválasztjuk a csiga z_1 fogszámát. Erre vonatkozólag, továbbá a z_2 kerékfogszám értékére a 30.2. táblázat ad tájékoztatást. A kerék fogszáma az adott i áttételhez: $z_2 = iz_1$.

Tapasztalati körülmények: nem kerek értékű i áttétel megkönnyíti a kerék előállítását ütőkéssel, és csökkenti az osztáshibáknak a befolyását, viszont egész számú i áttétel lehetővé teszi a csiga osztáshibája esetén is a hordkép egyenlőségét minden kerékfogon. Nagyobb z_2 fogszám mellett a járás egyenletesebb, de csökken a fogfelületek hordozóképessége.



30.5. ábra. Szellőzőszárnyas csigahajtáshoz nomogram

30.2. táblázat

Csigahajtás fogszámai az áttétel függvényében

$i = z_2/z_1$	3...4	4...5	6...10	10...25	25...40	>40
z_1	11...7	8...5	6... 3	4... 2	2... 1	1
z_2	21...60, előnyös: 28...40					i

Az a tengelytávhoz kiszámítjuk a csiga lábhengerátmérőjét a következő tapasztalati képletből:

$$d_{11} \approx 0,6a^{0,85} \text{ mm,}$$

ahol az a tengelytáv milliméterben veendő.

Ezzel a modul a következő lehet:

$$m \approx \frac{2a - d_{11}}{z_2 + 2,4} \text{ mm.}$$

A modullal

$$d_{m1} \approx d_{11} + 2,4 \text{ mm.}$$

Ebből az átmérványados:

$$q = \frac{d_{m1}}{m}.$$

Ezután a q átmérványadost egész számra kerekítjük, és az m modult is szabványos értékűre vesszük. Az egész számú átmérványadossal és a szabványos m értékkel a középhenger végleges átmérője a következő:

$$d_{m1} = qm.$$

Az adott tengelytávolsághoz a kerék középköre:

$$d_{m2} = 2a - d_{m1}. \quad \text{Ezzel} \quad z_{m2} = \frac{d_{m2}}{m} = z_2 \pm 2x_2.$$

Fenti képletből határozhatjuk meg az x_2 profileltolás-tényezőt:

$$x_2 = \frac{z_{m2} - z_2}{2}.$$

Erre a profileltolás-tényezőre érvényesek azok a korlátozások, amelyek az előzőekben kerültek említésre. A profileltolás-tényező lehetőleg pozitív legyen, mert ezzel megnövelhetjük a kerék fogvastagságát.

A menetemelkedés: $H = z_1 \pi m$. Ezzel a γ_m közepes menetemelkedési szög, és a γ_0 kiszámítható. Ellenőrzés: $\text{tg } \gamma_m = \frac{z_1}{q} \leq 1$. A kerék többi méreteit a 30.1. táblázat szerint határozhatjuk meg. A gyártás egyszerűsítésére csigahajtás-sorozatokat esetén ugyanazzal a csigával több szomszédos tengelytáv mellett is lehet dolgozni, természetesen az ennek megfelelő különböző áttételekkel.

A csigahajtás hatásfoka és veszteségei. A csiga d_{m1} középhengeren levő v_1 kerületi sebesség és a kerék középkörében levő v_2 sebesség értékei a következők:

$$v_1 = d_{m1} \frac{n_1}{19,1} \quad \text{vagy} \quad v_1 = \frac{d_{m1}}{2} \omega_1, \quad \text{m/s}$$

$$\text{és} \quad v_2 = d_{m2} \frac{n_2}{19,1} \quad \text{vagy} \quad v_2 = \frac{d_{m2}}{2} \omega_2, \quad \text{m/s}$$

A kettő között az összefüggést az érintkezőfelületek normálisában levő v_n sebességösszetevőből vezethetjük le a 30.6. ábra szerint, ahol a kerék középsíkját a papírra merőlegesen kell elképzelni. A csiga és a kerék felületeinek együtt kell haladni, ezért a v_n sebességösszetevőnek mindkét elemnél egyformának kell lennie. Az így adódó sebességi háromszögből

$$v_2 = v_1 \operatorname{tg} \gamma_m.$$

A csiga menetprofiljának irányában vett sebességi vetületek adják a v_{cs} csúszási sebességet:

$$v_{cs} = \frac{v_1}{\cos \gamma_m}.$$

Az erőhatás vizsgálata alkalmával már tekintetbe kell venni a súrlódás befolyását is. Mivel a súrlódási erőhatás a mozgás irányával ellentétes, azért külön

kell tárgyalni azt az esetet, amikor a csiga hajtja a kereket, pl. amikor a kerék tengelyére erősített kötéldob segítségével súlyt emelünk, és külön kell venni azt, amikor a kerék hajtja a csigát, pl. amikor a súly esik lefelé és forgatja a kereket.

A kerék tengelyére ható nyomaték legyőzésére az r_{m2} sugarú középkör kerületén az F_2 kerületi erő való:

$$F_2 = \frac{2M_{cs2}}{d_{m2}}.$$

A fogra ható F_n'' fogerő vetülete a kerék közepén átmenő síkmetszetben a fogmerőlegesben hat, emiatt a 30.7. ábra szerint egy F_a erőhatás is működik, ami a kerék tengelyét a csigától eltávolítani igyekszik. Ennek értéke:

$$F_a = F_2 \operatorname{tg} \alpha_{ax}.$$

Ezt az erőhatást azonban a hatásfok vizsgálatokor nem vesszük tekintetbe, hanem laposmenetű csavarral való kapcsolódást feltételezve végezzük el a vizsgálatot. A csigát az osztókörében levő F_1 kerületi erővel forgatjuk, aminek értéke:

$$F_1 = \frac{2M_{cs1}}{d_{m1}}.$$

Ha súrlódás nem volna, akkor az F_n' vetület beleesne a merőlegesbe, és akkor a két erő közötti összefüggés (8a ábra):

$$F_1 = F_2 \operatorname{tg} \gamma_m.$$

Súrlódás miatt azonban az F_n' erőnek az iránya a súrlódási kúpszög nagyságával a merőlegetől eltér. Ha a csiga hajtja a kereket, akkor emiatt az eltérés miatt nagyobb F_1 kerületi erőt kell kifejteni. A két erő közötti összefüggés ekkor:

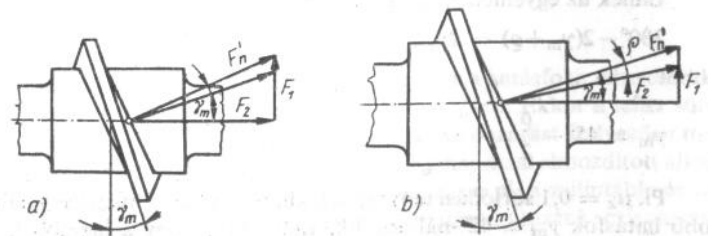
$$F_1 = F_2 \operatorname{tg} (\gamma_m + \rho).$$

A keréken nyert kimenő teljesítmény az F_2 kerületi erő és a v_2 sebesség szorzatával fejezhető ki:

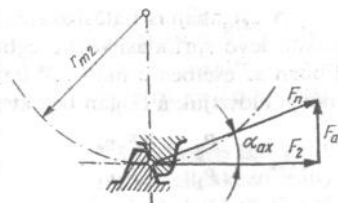
$$P_2 = \frac{F_2 v_2}{75}.$$

Hasonlóképpen fejezhetjük ki a csiga tengelyén kifejtendő bemenő teljesítményt is:

$$P_1 = \frac{F_1 v_1}{75}.$$



30.8. ábra. Csigán ébredő erők
a) ha a csiga hajt; b) ha a kerék hajtja a csigát



30.7. ábra. Terhelőerők a kerék fősíkjában

A csigahajtás hatásfokának vizsgálatakor nézzük először ezt a fogakon levő súrlódási veszteségből adódó értéket, amit η_z -vel jelöljük. Ebben az esetben a hatásfok úgy adódik, hogy a keréken nyert teljesítményt elosztjuk a csigán befektetett munkával:

$$\eta_z = \frac{P_2}{P_1} = \frac{F_2 v_2}{F_1 v_1}$$

Behelyettesítve az összefüggéseket:

$$\eta_z = \frac{F_2 v_1 \operatorname{tg} \gamma_m}{F_2 \operatorname{tg} (\gamma_m + \varrho) v_1}$$

Egyszerűsítéssel a csigahajtás hatásfoka abban az esetben, ha a csiga hajtja a kereket:

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} \gamma_m}{\operatorname{tg} (\gamma_m + \varrho)}$$

A hatásfok tehát a csiga emelkedési szögétől függ. A legnagyobb hatásfoknak megfelelő szöget úgy kapjuk meg, hogy a hatásfok kifejezését γ_m szerint differenciáljuk és zérussal tesszük egyenlővé, vagyis:

$$\frac{d\eta_z}{d\gamma_m} = \frac{\operatorname{tg} (\gamma_m + \varrho) \frac{1}{\cos^2 \gamma_m} - \operatorname{tg} \gamma_m \frac{1}{\cos^2 (\gamma_m + \varrho)}}{\operatorname{tg}^2 (\gamma_m + \varrho)} = 0.$$

Egyszerűsítéssel és átalakítással

$$2 \sin (\gamma_m + \varrho) \cos (\gamma_m + \varrho) = 2 \sin \gamma_m \cos \gamma_m.$$

Összevonással

$$\sin 2(\gamma_m + \varrho) = \sin 2\gamma_m.$$

Ennek az egyenletnek a megoldása:

$$180^\circ - 2(\gamma_m + \varrho) = 2\gamma_m,$$

ebből

$$\gamma_m = 45^\circ - \frac{\varrho}{2}.$$

Pl. $\mu_z = 0,1$ súrlódási tényezőnek kb. $\varrho = 6^\circ$ felel meg, vagyis a legjobb hatásfok $\gamma_m = 42^\circ$ -nál adódik. Láthatjuk, hogy a legjobb hatásfokhoz nagy emelkedési szöget kellene alkalmazni a csigán. Ennek az elkészítése azonban nehéz.

Gyakorlatilag az emelkedési szöget $15 \dots 25^\circ$ között vesszük, ezekkel az értékekkel jó súrlódási tényező mellett a hatásfok már közel jár a maximumhoz. Nagyobb szöget több bekezdésű csiga alkalmazásával valószínűleg meg; ennek fogárka marással hozható létre, és finom megmunkálása köszörüléssel végezhető.

Abban az esetben, amikor a kerék hajtja a csigát, vagyis teher súlyosztéskor az eredőt a merőlegetestől ϱ szöggel eltérve, ellenkező irányban kell felrajzolni (30.8b ábra). A csiga középkörén keletkező F_1 erőhatás ekkor kisebb, mint az az erő, amelyik a súrlódás nélküli esetben volna:

$$F_1 = F_2 \operatorname{tg} (\gamma_m - \varrho).$$

A hatásfok ebben az esetben: a csigán nyert teljesítmény osztva a keréken kifejtett teljesítménnyel, vagyis

$$\eta'_z = \frac{P_1}{P_2} = \frac{F_1 v_1}{F_2 v_2}$$

Behelyettesítve az összefüggéseket:

$$\eta'_z = \frac{F_2 \operatorname{tg} (\gamma_m - \varrho) v_1}{F_2 v_1 \operatorname{tg} \gamma_m} = \frac{\operatorname{tg} (\gamma_m - \varrho)}{\operatorname{tg} \gamma_m}.$$

A határeset a $\gamma_m = \varrho$, amikor az $F_1 = 0$, vagyis ekkor a kerék nem tudja a csigát forgatni, ekkor nem tud megindulni visszafelé a csiga mozgása. Ez az önzáró csigahajtás határeset. Ekkor a teher süllyedésekor a hatásfok: $\eta'_z = 0$. Ilyen csigahajtással való teheremeléskor a hatásfok:

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} \varrho}{\operatorname{tg} 2\varrho}.$$

Behelyettesítve a $\operatorname{tg} 2\varrho = \frac{2 \operatorname{tg} \varrho}{1 - \operatorname{tg}^2 \varrho}$ értéket:

$$\eta_z = \frac{1 - \operatorname{tg}^2 \varrho}{2} = 0,5 - \frac{\operatorname{tg}^2 \varrho}{2}.$$

Eszerint $\eta_z < 0,5$ vagyis az önzáró csigának a hatásfoka teheremeléskor rossz. Mindaddig önzárás van, ameddig $\gamma_m < \varrho$. Ekkor a teher súlyosztéséhez is külső erőhatást kell kifejteni. Az önzárást kedvezően tudjuk hasznosítani olyan esetben, amikor a csigahajtással elmozdított alkatrésznek visszafelé nem szabad elmozdulnia, ilyen pl. a zsilip tábla és néhány különleges emelőberendezés csigahajtása. Önzáró csigahajtást $z_1 = 1$ csigafogszámmal és $q = 17 \dots 18$ értékű átmérványadossal tudunk megvalósítani.

Az egyenes élű szerszámmal készített csigának az alakja – vagyis hogy evolvens, konvolút vagy archimedesi csigát készítünk-e – a hatásokra nincsen befolyással. Az ívelt profilú csiga esetében az olajfilm kedvezőbb kialakulása végett a súrlódási tényező kisebb, ezért a hatások kedvezőbb, mint az egyenes élű szerszámmal készített csiga esetében. A hatásokra a csiga alakján kívül befolyással van még a megmunkálás finomsága is.

A csigahajtás hatások közül gyakorlatilag az az érték a fontosabb, amelyik akkor adódik, amikor a csiga hajtja a kereket. A fogak közötti $\mu_z = \text{tg } \rho$ súrlódási tényezőt bevezetve, a $\text{tg } (\gamma_m + \rho)$ kifejtésével és átalakítással emeljük a hatások a következő:

$$\eta_z = \text{tg } \gamma_m \frac{1 - \mu_z \text{tg } \gamma_m}{\text{tg } \gamma_m + \mu_z}$$

Beszorzással és egyszerűsítéssel

$$\eta_z = \frac{1 - \mu_z \text{tg } \gamma_m}{1 + \mu_z \text{ctg } \gamma_m}$$

A μ_z súrlódási tényező értéke egy kezdeti $\mu_A \approx 0,1$ értékről – ami a témes súrlódásnak vehető fel $v_{cs} = 0$ csúszási sebesség mellett – a csúszási sebesség növekedésével csökken, és nagyobb csúszási sebességek esetén egy μ_0 állandó értéket vesz fel. Ha a csigahajtás nagy, akkor is kedvezőbbé válik az értéke, vagyis a tengelytávval is összefüggésben van. Ezért Niemann szerint az értéke:

$$\mu_0 = y_z \frac{y_w}{\sqrt{a}}$$

ahol az y_z a normálmetszetben levő görbület miatti tényező, és a 30.3. táblázatból vehető ki. Az y_w a csiga és kerék anyagától, továbbá a megmunkálásától függő érték, ami a 30.4. táblázatban van feltüntetve.

30.3. táblázat

Egyenes alkotójú csigahajtások görbületi tényezői

tg γ_m	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
f_z	0,55	0,49	0,44	0,40	0,37	0,345	0,324	0,31	0,30	0,296	0,295
y_z	0,26	0,266	0,277	0,292	0,304	0,310	0,314	0,314	0,314	0,314	0,314

30.4. táblázat

Csigahajtás k_0 alappalástnyomás-értékei

$$1 \text{ kp/mm}^2 = 10 \text{ N/mm}^2$$

Csiga anyaga	Kerékkoszorú anyaga	Alappalástnyomás, k_0 , kp/mm ²	y_w
Felületi edzésű acél kőszörülve	Ónbron	0,8	1
	Al-ötvözet	0,425	1
	Perlit ötvény	1,2	1,1
Nemesített acél nem kőszörülve	Ónbron	0,47	1,5
	Al-ötvözet	0,25	1,5
	Zn-ötvözet	0,17	1,5
	Öv 15 MSZ 8280	0,4	1,8
Ötöttvas Öv 20 MSZ 8280	Ónbron	0,4	1,2
	Al-ötvözet	0,2	1,16
	Öv 15 MSZ 8280	0,35	1,3

Adott v_{cs} csúszási sebességekhez a v_z súrlódási tényező szerint a következő képletből számítható ki:

$$\mu_z = \mu_0 + \frac{\mu_A - \mu_0}{(1 + v_{cs})^e}$$

ahol $\mu_A \approx 0,1$.

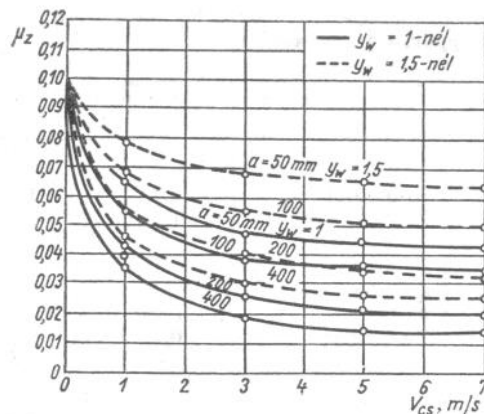
Az e kitevő nem állandó, hanem a következő összefüggésből adódik:

$$e = \sqrt{\frac{7,2}{100 \mu_0}}$$

A fenti összefüggésekkel kiadódó μ_z értékek $y_w = 1$ és 1,5 anyag-szorozószámoknak és néhány tengelytávolságnak megfelelően a 30.9. ábra diagramjából olvasható ki. A diagram értékei $\gamma_m = 15^\circ$ -nak megfelelően vannak kiszámítva, a középszögtől való változása azonban olyan csekély, hogy a diagramok értékei más középszög esetében is felhasználhatók. Hazai tapasztalat szerint egyébként is ezek a μ_z értékek alacsonyok.

A μ_z ismeretében az a veszteség, ami a fogak felületén adódik, amit jelöljünk P_{vz} -vel, az F_2 kerületi erő ismeretében kiszámítható:

$$P_{vz} = \frac{F_2 \mu_z v_{cs}}{\cos \gamma_m 75}, \text{ LE.}$$



30.9. ábra. Súrlódási tényező

A csigakerék fogára merőleges erő ugyanis az $\frac{F_2}{\cos \gamma_m}$ érték. Ezt súrlódási tényezővel szorozva, kapjuk a súrlódási erőt, és ebből számítható a súrlódási teljesítményvesztés. Ezt az értéket a P_2 kimenő teljesítményből is meghatározhatjuk a következőképpen:

$$\eta_z = \frac{P_2}{P_2 + P_{vz}}$$

Ebből átalakítással

$$P_{vz} = P_2 \left(\frac{1}{\eta_z} - 1 \right), \quad \text{LE}$$

A zárójeles értéket C_1 -gyel jelölve:

$$P_{vz} = C_1 P_2.$$

A fogak közötti súrlódási veszteség számítására inkább ez utóbbi képletet használjuk.

A fogak közötti súrlódáson kívül még a kenőolaj kavarásiából származó veszteséget is számításba kell venni. Ezt a P_0 jelű veszteséget, amit üresjárás veszteségnek nevezhetünk, ν , cSt-ban kifejezett olajviszkozitási érték mellett a következő képletből lehet kiszámítani:

$$P_0 \approx \left(\frac{a}{100} \right)^{2,5} \frac{\nu + 90}{1,8 \cdot 100} \left(\frac{n_1}{1000} \right)^{4/3}, \quad \text{LE.}$$

A képletben a a tengelytáv mm-ben behelyettesítve, n_1 a csigatengely fordulatszáma min^{-1} -ben. A képlet gördülőcsapágyas csigatengely-ágyazás esetében érvényes, alulhajtásos csigahajtásra, amikor a csigafogak alul olajba merülnek.

A csigahajtás hatásfokát csökkenti még a csapágyakban keletkező súrlódási veszteség is. Ha a csiga és a csigatengely is gördülőcsapágyazású, akkor a következő képletből számítható a csapágyvesztés:

$$P_p = 0,228 P_2 \left(\frac{a}{100} \right)^{0,44} \frac{i}{d_{m2}}, \quad \text{LE.}$$

A jobb oldalon P_2 szorzóit C_2 -vel jelölve:

$$P_p = C_2 P_2.$$

A csigahajtás P_v összes vesztesége a fenti három veszteség összege, vagyis

$$P_v = P_{vz} + P_p + P_0.$$

A három veszteség közül az első kettőnek az értéke a P_2 teljesítménytől függ, vagyis kiemeléssel

$$P_v = (C_1 + C_2) P_2 + P_0.$$

A veszteségekkel adódó összhatásfok, amit jelöljünk egyszerűen index nélkül η -val, kedvezőtlenebb érték, mint az előző η_z érték. Az összes veszteségek számbavételével tehát a hatásfok a következő:

$$\eta = \frac{P_2}{P_2 + P_v}.$$

Ahhoz, hogy az összes veszteségeket pótoljuk, a következő bemenő teljesítményre van szükség:

$$P_1 = P_2 + P_v.$$

A két egyenletből átalakítással, a veszteségből számolva, a kimenő teljesítmény:

$$P_2 = P_v \frac{\eta}{1 - \eta}.$$

A felszíni szilárdság biztonsága. A csiga és a csigakerék érintkezési felületein keletkező palástnyomást az F_2 kerületi erővel számítjuk, ami adott P_2 csigakerék-teljesítmény és n_2 kerékfordulatszám (ω_2 szögsebesség)

ség) esetén a következő:

$$F_2 = 71\,620 \frac{2P_2}{d_{m2}n_2}, \quad \text{vagy} \quad F_2 = \frac{P_2}{\omega_2 d_{m2}/2}, \quad \text{kp.}$$

A képletben d_{m2} a kerék középtátmérője.

A k palástnyomást Niemann kísérletei alapján a következő képletből számítjuk:

$$k = \frac{F_2}{f_m f_2 b_2 d_{m2}}, \quad \text{kp} \cdot \text{cm}^{-2}.$$

Fenti képletben az

$$f_m = \sqrt{\frac{10}{q}}$$

a csiga átmérőhányadosától függő érték. Az f_2 a Hertz-feszültségre, ill. a palástnyomásra befolyással levő viszonylagos görbületi sugárnak megfelelő érték, ami a γ_m közepemelkedési szögtől függ, és az egyenes alkotójú csigákra a 30.3. táblázatban van megadva.

Az így kiszámított k értékkel egy k_K kifáradási palástnyomást osztunk, így kapjuk a felszíni szilárdság biztonsági tényezőjét, amelynek 1-nél nagyobbobnak kell lennie, vagyis

$$X_F = \frac{k_K}{k} \cong 1.$$

A k_K értéket egy az anyagokra és a technológiára jellemző k_0 alap-palástnyomás-értékből számítjuk ki olyan módon, hogy tekintetbe vesszünk különböző üzemi tényezőket, amelyek a következők:

f_n a fordulatszám-, ill. csúszási sebességi tényező, f_h az élettartam-tényező, aminek nagysága a tervbe vett L_h üzemórákban kifejezett élettartamtól függ, f_w a változó terhelés tényezője, ami egyenletes terhelés mellett $f_w = 1$.

Ezekkel a tényezőkkel a k_K kifáradási palástnyomás értéke a következő:

$$k_K = f_n f_h f_w k_0.$$

Az egyes tényezők értékei az alábbi képletekből számíthatók:

A csúszási sebességi tényező:

$$f_n = \frac{2}{2 + v_{cs}^{0,85}}.$$

Ez a képlet csak állandó n_2 fordulatszám mellett érvényes. Az élettartam-tényező,

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{12\,000}{L_h}}.$$

Az f_w változó terhelés tényezőjét akkor alkalmazzuk, hogyha egy bizonyos h üzemi idő alatt az F_2 névleges kerületi erő működik, egy másik h_1 idő alatt pedig ennek csak az f_1 -ed része, vagyis $f_1 F_2$ érték, és h_2 idő alatt pedig $f_2 F_2$ érték stb. Az ilyen változó erőhatással működő üzemi esetre az f_w értéke az élettartam-számításokban leginkább előforduló köbgyökös összefüggéssel számítható a következőképpen:

$$f_w = \sqrt[3]{\frac{h + h_1 + h_2 + \dots}{h + f_1^3 h_1 + f_2^3 h_2 + \dots}}.$$

Csigahajtásnál nemcsak a kerületi erő változhat, hanem a fordulatszám is lehet változó értékű. Nagyobb értékű ingadozás esetén külön-külön ki kell számítani a h' , h'' , h''' idők alatti n'_2 , n''_2 , n'''_2 , ... fordulatszámokhoz tartozó v'_{cs} , v''_{cs} , v'''_{cs} , ... csúszási sebességértékeket, ezekhez a fenti képletből meg kell határozni a hozzájuk tartozó f'_a , f''_a , f'''_a , ... csúszási sebességi tényezőket, és ezekkel számítunk ki egy átlagos f_n tényezőt az alábbi átlagolással:

$$f_n = \frac{f'_n h' + f''_n h'' + f'''_n h''' + \dots}{h' + h'' + h''' + \dots}.$$

A h üzemi időket rendszerint min-ben számoljuk.

A k_0 alap-palástnyomás értéke a csiga és a csigakerék anyagminőségétől, továbbá a felületük megmunkálási technológiájától függő érték, és a 30.4. táblázatból vehető ki.

Egy bizonyos X_F felszíni szilárdsági biztonsági tényező felvételével a megengedhető P_{2F} teljesítmény vagyis a felszíni szilárdság szempontjából adódó határterhelés a következő képletből számítható:

$$P_{2F} = 0,7 \cdot 10^{-5} \frac{k_K}{X_F} f_m f_2 b_2 d_{m2}^2 n_2, \quad \text{LE.}$$

A képletbe k_K értéket $\text{kp} \cdot \text{cm}^{-2}$ -ben, a b_2 és d_{m2} értékeket cm -ben kell behelyettesíteni.

Ellenőrzés melegedésre. A csigahajtás üzemében a P_v veszteség, ami a fogak közötti súrlódásból, továbbá az olaj kavarási veszteségéből és a csapágsúrlódásból adódik, meleggő alakul át, ezáltal a külső levegő t_L

hőmérsékletéhez képest a t_u üzemi hőmérsékletlépcsővel lesz nagyobb az olajteknőben levő olaj hőmérséklete, vagyis az olajteknőben levő t_m működési hőmérséklettel:

$$t_u = t_m - t_L.$$

Az üzemi hőmérsékletlépcső 50...60 °C között, közepesen $t_u = 55$ °C lehet. Ezzel $t_L = 20...30$ °C külső léghőmérséklet mellett a maximális működési hőmérséklet

$$t_{m \max} = 80...90 \text{ °C lehet.}$$

Ezt a maximális értéket viszonyítva a t_m működési hőmérsékletéhez, kapjuk az X_T melegedési biztonságot, ami a következő:

$$X_T = \frac{t_{m \max}}{t_m} \geq 1.$$

A csigahajtás házának külső felülete a környező levegőnek adja át a fejlődött meleget. Egyensúly esetén a P_v összes veszteség hőegyenértékének meg kell egyeznie a t_u hőmérsékletlépcső hatására az A_K külső felületen átadott melegmennyiséggel, vagyis P_K -val jelölve a fal külső felületén melegként eltávozó teljesítményt, egyensúly esetén:

$$P_v = P_K.$$

Ebben az esetben nem kell külön mesterséges hűtésről gondoskodni, $\alpha_k \text{ kcal/°C} \cdot \text{m}^2$ fajlagos hőátadási tényezővel a külső falon hőmennyiségként leadott teljesítmény:

$$P_K = \frac{\alpha_k A_K (t_m - t_L)}{632}.$$

1. Stabil csigahajtásszekrényeken hűtőbordákkal, alul elhelyezett csiga alkalmazásakor esetleg nagyobb tengelytávolsággal növelik a hűtőfelületet, ez a növekedés azonban nem az a^2 -tel arányos, hanem valamivel kevesebb, és a következő képletből számítható:

$$A_K = 0,3 \left(\frac{a}{100} \right)^{1,85}, \text{ m}^2.$$

Az a értékét mm-ben kell behelyettesíteni. Az α_k hőátadási tényező értéke a fordulatszámmal nő, mivel a házban levő levegő nagyobb sebessége kedvezőbb a hőátadás szempontjából. Szellőzőszárnyas csigahajtás esetén is kedvezőbb a hőátadás. Ezt a körülményt egy y_B tényezővel vesszük számításba. Így a hőátadási tényező a következő képletből adó-

dik:

$$\alpha_k = 18,4 \left[1 + y_B \left(\frac{n_1}{1000} \right)^{1,55} \right].$$

Felső csigás hajtások esetén fenti értéket 0,8-dal kell szorozni, mivel ekkor a gyorsabb forgású csiga nem merül bele az olajba, és kisebb a szórt olaj hűtőhatása. A képletben:

$$y_B = 0,14 \text{ szellőzőszárny nélküli csigahajtásnál,}$$

$$y_B = 0,355 \text{ szellőzőszárnyas csigahajtásnál.}$$

Fenti értékek behelyettesítésével:

$$P_K = \frac{t_m - t_L}{632} 0,3 \left(\frac{a}{100} \right)^{1,85} 18,4 \left[1 + y_B \left(\frac{n_1}{1000} \right)^{1,55} \right].$$

Ha közepes $t_u = t_m - t_L = 55$ °C közepes üzemi hőmérsékletlépcsőt engedünk meg, akkor ennek behelyettesítésével és az állandók összeszorozásával a következő érték adódik:

$$P_K = 0,48 \left(\frac{a}{100} \right)^{1,85} \left[1 + y_B \left(\frac{n_1}{1000} \right)^{1,55} \right].$$

A P_h határteljesítményt, amit a csigahajtómű felmelegedés nélkül le tud adni, a következő összefüggéssel számíthatjuk:

$$P_h = P_{vz} + P_p + P_o$$

ahol P_{vz} a fogak csúszásából, P_p a csapágyazásból, P_o a kenőolajkavardásból származó veszteség.

Egyszerűbb ha az összhatófokkal számolunk, akkor a határteljesítmény a következő:

$$P_{2T} = 0,48 \left(\frac{a}{100} \right)^{1,85} \left[1 + y_B \left(\frac{n_1}{1000} \right)^{1,55} \right] \frac{\eta}{1 - \eta}.$$

2. Járműveken alkalmazott csigahajtáshoz, pl. autók csigahajtásos differenciálházához a következő hűtőfelület-értékeket használhatjuk:

$$A_K = 0,2 \left(\frac{a}{100} \right)^{1,85}, \text{ m}^2,$$

és

$$\alpha = 17,7(1 + 0,1v_L).$$

hőmérsékletéhez képest a t_u üzemi hőmérsékletlépcsővel lesz nagyobb az olajteknőben levő olaj hőmérséklete, vagyis az olajteknőben levő t_m működési hőmérséklettel:

$$t_u = t_m - t_L.$$

Az üzemi hőmérsékletlépcső 50...60 °C között, közepesen $t_u = 55$ °C lehet. Ezzel $t_L = 20...30$ °C külső léghőmérséklet mellett a maximális működési hőmérséklet

$$t_{m \max} = 80...90 \text{ °C lehet.}$$

Ezt a maximális értéket viszonyítva a t_m működési hőmérsékletéhez, kapjuk az X_T melegedési biztonságot, ami a következő:

$$X_T = \frac{t_{m \max}}{t_m} \geq 1.$$

A csigahajtás házának külső felülete a környező levegőnek adja át a fejlődött meleget. Egyensúly esetén a P_v összes veszteség hőegyenértékének meg kell egyeznie a t_u hőmérsékletlépcső hatására az A_K külső felületen átadott melegmennyiséggel, vagyis P_K -val jelölve a fal külső felületén melegeként eltávozó teljesítményt, egyensúly esetén:

$$P_v = P_K.$$

Ebben az esetben nem kell külön mesterséges hűtésről gondoskodni, $\alpha_k \text{ kcal/°C} \cdot \text{m}^2$ fajlagos hőátadási tényezővel a külső falon hőmennyiségként leadott teljesítmény:

$$P_K = \frac{\alpha_k A_K (t_m - t_L)}{632}.$$

1. Stabil csigahajtásszekrényeken hűtőbordákkal, alul elhelyezett csiga alkalmazásakor esetleg nagyobb tengelytávolsággal növelik a hűtőfelületet, ez a növekedés azonban nem az a^2 -tel arányos, hanem valamivel kevesebb, és a következő képletből számítható:

$$A_K = 0,3 \left(\frac{a}{100} \right)^{1,85}, \quad \text{m}^2.$$

Az a értékét mm-ben kell behelyettesíteni. Az α_k hőátadási tényező értéke a fordulatszámmal nő, mivel a házban levő levegő nagyobb sebessége kedvezőbb a hőátadás szempontjából. Szellőzőszárnyas csigahajtás esetén is kedvezőbb a hőátadás. Ezt a körülményt egy y_B tényezővel vesszük számításba. Így a hőátadási tényező a következő képletből adó-

dik:

$$\alpha_k = 18,4 \left[1 + y_B \left(\frac{n_1}{1000} \right)^{1,55} \right].$$

Felső csigás hajtások esetén fenti értéket 0,8-dal kell szorozni, mivel ekkor a gyorsabb forgású csiga nem merül bele az olajba, és kisebb a szórt olaj hűtőhatása. A képletben:

$$y_B = 0,14 \text{ szellőzőszárny nélküli csigahajtásnál,}$$

$$y_B = 0,355 \text{ szellőzőszárnyas csigahajtásnál.}$$

Fenti értékek behelyettesítésével:

$$P_K = \frac{t_m - t_L}{632} 0,3 \left(\frac{a}{100} \right)^{1,85} 18,4 \left[1 + y_B \left(\frac{n_1}{1000} \right)^{1,55} \right].$$

Ha közepes $t_u = t_m - t_L = 55$ °C közepes üzemi hőmérsékletlépcsőt engedünk meg, akkor ennek behelyettesítésével és az állandók összeszorozásával a következő érték adódik:

$$P_K = 0,48 \left(\frac{a}{100} \right)^{1,85} \left[1 + y_B \left(\frac{n_1}{1000} \right)^{1,55} \right].$$

A P_h határteljesítményt, amit a csigahajtómű felmelegedés nélkül le tud adni, a következő összefüggéssel számíthatjuk:

$$P_h = P_{vz} + P_p + P_o$$

ahol P_{vz} a fogak csúszásából, P_p a csapágyazásból, P_o a kenőolajkavardásból származó veszteség.

Egyszerűbb ha az összhatófokkal számolunk, akkor a határteljesítmény a következő:

$$P_{2T} = 0,48 \left(\frac{a}{100} \right)^{1,85} \left[1 + y_B \left(\frac{n_1}{1000} \right)^{1,55} \right] \frac{\eta}{1 - \eta}.$$

2. Járműveken alkalmazott csigahajtáshoz, pl. autók csigahajtásos differenciálházához a következő hűtőfelület-értékeket használhatjuk:

$$A_K = 0,2 \left(\frac{a}{100} \right)^{1,85}, \quad \text{m}^2,$$

és

$$\alpha = 17,7(1 + 0,1v_L).$$

ahol v_L m·s⁻¹-ben a külső levegő sebessége, ami a jármű haladási sebességével vehető egyenlőnek.

3. Ha állandó üzemben a P_V veszteség nagyobb, mint a hőmennyiségként leadott P_K teljesítmény, akkor a különbséget mesterséges hűtéssel kell pótolni, pl. olajhűtő alkalmazásával vagy vízűtéssel. Ez utóbbi megoldásra az olajterben elhelyezett réz csőkígyó alkalmas. A hűtő által levendő melegmennyiség:

$$W = 632(P_V - P_K), \quad \text{kcal/h.}$$

4. Változó üzemi terhelés mellett dolgozó csigahajtás esetén közepe (medián) hűtőteljesítményt és veszteséget számítunk ki. Ha h_1 idő alatt a P_{K1} , ill. a P_{V1} értékek adódnak, h_2 idő alatt pedig a P_{K2} és P_{V2} és így tovább, akkor a következő képletekből számítjuk ki a közepes értékeket:

$$P_{K_m} = \frac{P_{K1}h_1 + P_{K2}h_2 + \dots}{h_1 + h_2 + \dots}, \quad \text{és} \quad P_{V_m} = \frac{P_{V1}h_1 + P_{V2}h_2 + \dots}{h_1 + h_2 + \dots}$$

A csigahajtómű hőelvezetésének legnagyobb ellensége a por. Ha a hajtómű házára por rakódik rá, az α_k értéke a felére csökkenhet, ezért a hajtóműház mindig tisztán tartandó. A szerkesztéskor mindig arra kell törekedni, hogy a hajtóműháznak minél nagyobb legyen a felülete, ezért az erősen bordázott kivitel kell korszerűnek tekinteni.

A csigatengely lehajlási biztonsága. A csiga és kerék csavarfelületeinek jó kapcsolódását terhelés alatt is biztosítani kell. Ezért a csigatengely f lehajlását állandó üzemi terhelés esetén egy tapasztalati f_0 értékhez viszonyítjuk, ami a következő:

$$f_0 \approx \frac{d_{m1}}{1000}, \quad \text{cm.}$$

A lehajlási biztonság $X_t = \frac{f_0}{f}$ értéke

$$X_t \approx 1 \dots 1,5.$$

A csigatengely f lehajlását a csiga kerületén ható F_1 erőnek és a tengelyeket széttoló F_a erőnek az F_{e1} eredője okozza, ami a következő:

$$F_{e1} = \sqrt{F_a^2 + F_1^2}.$$

Behelyettesítéssel és kiemeléssel

$$F_{e1} = F_2 \sqrt{tg^2 \alpha_{ax} + tg^2 (\gamma_m + \rho)} = q_1 F_2,$$

ahol a négyzetgyökös kifejezést jelöltük röviden q_1 -gyel. Az f lehajlás értéke középtűt terhelt kéttámaszú tartónak tekintve a csigatengelyt, a következő:

$$f = \frac{F_{e1} l^3}{48IE}.$$

A képlet számára előzetes számításnál a csigatengely csapágyazásának a támaszközét a következő tapasztalati képletből számíthatjuk:

$$l = 1,5a, \text{ cm.}$$

Az I másodrendű nyomatékot a csiga d_{11} lábkörátmérőjével számíthatjuk ki. $E = 2,1 \cdot 10^6$ kp/cm². Fenti értékek behelyettesítésével

$$X_t = \frac{d_{m1}}{1000f} = \frac{d_{m1} \cdot 48 d_{11}^4 \pi \cdot 2,1 \cdot 10^6}{1000 q_1 F_2 l^3 \cdot 64};$$

összevonással

$$X_t = 5000 \frac{d_{m1} d_{11}^4}{q_1 F_2 l^3}.$$

Fenti képletben a hossz méreteket cm-ben kell behelyettesíteni.

A csigahajtás tengelyeinek és csapágyainak terhelései. A csigára ható F_2 axiális erő ellen a csigát talpcsapággal kell megtámasztani, vagyis a csiga tengelyének csapágyazásakor gondoskodni kell az axiális erő felfogásáról is. A forgásértelem rendszerint változó, emiatt mindkét irányban kell támasztásról gondoskodni. Az F_1 erő pedig a csigakeréken okoz tengelyirányú terhelést, ezért ezt is a kerékagnál oldalt meg kell támasztani. A kerék agyhossza általában nagyobb legyen, mint a koszorú szélessége (l. 30.2. ábra).

A bemenő P_1 megfelelő csavarónyomatékkal számítjuk az F_1 kerületi erőt.

Előzetes számításakor úgy indulhatunk el, hogy az M_{cs1} csavaróigénybevételnek megfelelő tengelykeresztmetszetet számítjuk ki egy kis értékű csúszatófeszültség felvételével, pl. $\tau = 120$ kp/cm²-rel. Ezzel a feszültséggel a bemenő tengely d_{t1} jelű átmérője:

$$d_{t1} = 14,4 \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}, \quad \text{cm.}$$

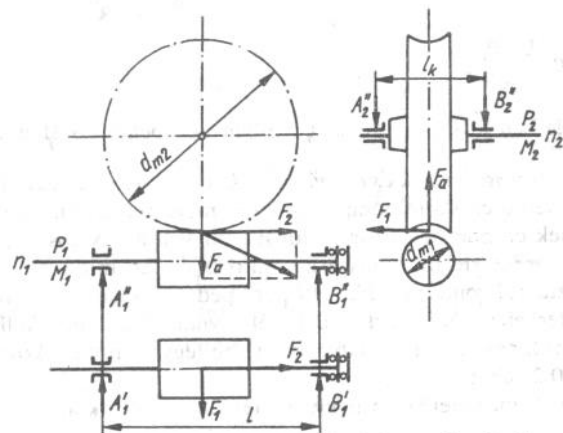
Majd a többi méret meghatározása után a fenti erőhatásoknak, ill. nyomatékoknak megfelelően összetett szilárdságra ellenőrizzük a tengelyt. A nyomaték nagyságát azáltal csökkenthetjük, hogy a szerkesztés

alkalmával a csiga tengelyén a csapágyakat kétoldalt szorosan közel hozzuk a csigához, hogy az alátámasztás támaszköze minél kisebb legyen. A megmunkálhatóság végett a csapágyazáshoz alkalmazott tengely-átmérőnél rendszerint néhány mm-rel nagyobb a csiga láb-hengerát-mérője. Kivételes ritka esetben azonban kisebb is előfordul, ez a mélyített csiga.

A csiga tengelyének ellenőrzését a fenti csavaróigénybevétellel együtt az alábbi erőhatásokra és nyomatékokra kell elvégezni.

Az F_2 erőhatás nyomásra vagy húzásra veszi igénybe a csigatengelyt aszerint, hogy hol van a támasztó csapágy, azonkívül billentőnyomatékot is ad, mivel nem a tengelyben, hanem a d_{m1} átmérőjű középkörön támad. Az ebből származó billentőnyomaték (30.10. ábra):

$$M_{b1} = \frac{F_2 d_{m1}}{2}$$



30.10. ábra. Csigahajtás tengelyeinek és csapágyainak terhelése

Ezt az l csapágytámaszközzel osztva, megkapjuk az egy csapágyra ebből eredő erőhatást, amit a berajzolt F_2 irány esetében az A_1 reakció helyén lefelé irányuló, a B_1 helyén pedig felfelé irányuló erővel tudunk ellensúlyozni.

A fogfelület görbültségéből származó F_a erőhatás ugyanabban a síkban működik. Ezekre az erőhatásokra merőlegesen működik az F_1 kerületi erő.

A csiga szimmetrikus csapágyazása esetén az F_a és F_1 erők fele működik egy csapágyazási helyen. A billentőnyomatékból származó erő

$F_a/2$ -höz hozzáadva és $F_1/2$ -vel geometriailag összegezve, kapjuk a jobb oldali csapágnál működő B_1 nagyobbik radiális reakciót, ami a következő:

$$B_1 = \sqrt{\left(\frac{F_a}{2} + \frac{M_{b1}}{l}\right)^2 + \left(\frac{F_1}{2}\right)^2}$$

Az erőket és a billentőnyomatékokat az F_2 kerületi erővel kifejezve, kiemeléssel a következőt írhatjuk:

$$B_1 = 0,5F_2 \sqrt{\left(\operatorname{tg} \alpha_{ax} + \frac{d_{m1}}{l}\right)^2 + \operatorname{tg}^2(\gamma_m + \varrho)}$$

Ezen radiális erőn kívül még az F_2 axiális erőt is fel kell venni, tegyük fel, hogy ezt az erőt a csigatengely B_1 -nél levő csapágyazásánál vesszük fel.

Az A_1 kisebbik radiális reakciót is a B_1 -nek megfelelő képletből számíthatjuk, de a billentőnyomatékból származó második tagot negatív előjellel kell venni.

A jobb oldali csapágyazásnál működő B_1 nagyobbik erő az $l/2$ karon fejt ki a tengelyközépre hajlítóigénybevételt, ami a következő:

$$M_{h1} = \frac{IB_1}{2}$$

Az ebből és az F_2 -ből származó normális feszültség a csiga d_{11} láb-keresztmetszetében a következő:

$$\sigma = \frac{M_{h1}}{d_{11}^3 \pi / 32} + \frac{F_2}{d_{11}^2 \pi / 4}$$

A csavaróigénybevételből származó csúsztatófeszültség:

$$\tau = \frac{M_{cs1}}{d_{11}^3 \pi / 16}$$

Az ezekkel számítható redukált feszültség Mohr-elmélete szerint:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{meg}$$

Ha a csiga tengelyén kifejtett teljesítmény P_1 , akkor a kerékre átadódó teljesítmény a hatásfokkal szorozva kisebb értékű, vagyis a kerékre átadódó csavarónyomaték nagysága:

$$M_{cs2} = \frac{d_{m2} F_2}{2} = 71\,620 \frac{P_1}{n_1} \eta = 71\,620 \frac{P_2}{n_2} \quad \text{vagy}$$

$$M_{cs2} = \frac{P_1}{\omega_1} \eta = \frac{P_2}{\omega_2}$$

A hatásfokot előzetes számításához fel kell venni, és később a méretek kiszámítása után ellenőrizni kell, a csapágy súrlódás és az olajkavarási veszteség miatt bekövetkező csökkenést is számításba véve.

A csigakerék tengelyére az F_1 erő ad billentőnyomatékot, ami a következő:

$$M_{b2} = \frac{d_{m2} F_1}{2} = \frac{d_{m2} F_2 \operatorname{tg}(\gamma_m + \varrho)}{2}.$$

Itt is szimmetrikus ágyazást feltételezve az egyoldali alátámasztásnál működő nagyobbik radiális reakcióerő az l_k támaszközzel a következő:

$$A_2 = \sqrt{\left(\frac{F_a}{2} + \frac{M_{b2}}{l_k}\right)^2 + \left(\frac{F_2}{2}\right)^2}.$$

Az F_a erőt és a billentőnyomatékot az F_2 kerületi erővel kifejezve, kiemeléssel a következőt írhatjuk:

$$A_2 = 0,5 F_2 \sqrt{\left[\operatorname{tg} \alpha_{ax} + \operatorname{tg}(\gamma_m + \varrho) \frac{d_{m2}}{l_k}\right]^2 + 1}.$$

E radiális erőn kívül az F_1 axiális erőt is fel kell még venni a kerék-tengely csapágyazásához. A berajzolt erőirányok mellett a B_2 a kisebbik radiális reakcióerő amit az A_2 -nek megfelelő fenti képletből számíthatunk ki, csak a második tagot negatív előjellel kell venni. A csigatengelyen a hajlítónyomaték:

$$M_{hj2} = \frac{l_k}{2} A_2.$$

A redukált feszültség a d_k keréktengely-átmérővel számolva a fenti M_{hj2} nyomatékkal, az F_1 axiális erővel és a kerék tengelyén működő M_{cs2} csavarónyomatékkal a csigatengely számításához alkalmazott módon határozható meg.

Ha a fenti tengelyek csapágyazása nem szimmetrikus, akkor a képletet ennek megfelelően kell módosítani.

III. Összetett szerkezetek méretezése

A 2. fejezet egyik példájánál (2.1. ábra) már utaltunk arra, hogy az egyszerű szerkezetek milyen sokféle tervezői-szerkesztői munkát igényelnek. Fokozottabban vonatkozik ez a megállapításunk az összetettebb, szerkezetekre és berendezésekre. A 31.1. ábrán (l. 31. fejezet) mindennapi életünk egyik gyakran használt berendezését egy felvonót mutatunk be. Az ábrán közölt alkotóelemek és szerkezeti egységek felsorolásánál nem törekedtünk teljességre, csak azt szerettük volna elérni, hogy a felsorolás igazolja az előző gondolatainkat. A feladatok sokfélesége közül egy-két gépészeti jellegűt emelünk ki. Hangsúlyozzuk, hogy nem felvonót tervezünk, arra sok jól felkészült és erre hivatott szakembertünk van, mi csak a felvonó üzeme által adott körülményeket használjuk fel bizonyos feladatok megoldására és a lehetséges általánosításra. Ezek között szerepel a hajtómotor kiválasztása, a hajtómű méretezése, a hajtótárcsa tengelyének (főtengelyének) kifáradásra ellenőrzése és az acélszerkezeti torony méretezési lehetősége. A hajtó és hajtott gépek között nagyon fontos szerepet tölt be a tengelykapcsoló. A felvonó esetében is így van (32.1. ábrán 5 jelzés). A rugalmas tengelykapcsolóval összekapcsolt gépek gyakorlati kérdéseit általánosságban és számpéldán keresztül is vizsgáljuk.

31. A hajtómotor teljesítményének és típusának meghatározása

A 31.1. ábrán szemléltetett felvonó biztonságos üzemeltetéséhez meg kell határozunk a hajtómotor típusát és üzemi jellemzőit.

Az előírt üzem megvalósításához szükséges teljesítmény meghatározásánál és a típus kiválasztásánál felhasználjuk a hajtómotor — a gyártó által tájékoztató jelleggel megadott — jellemzőinek táblázatos értékeit. Ezek a táblázatok olyan alapvető jellemzőket tartalmaznak, amelyek alapján jó hatásfokú, gazdaságosan üzemelő — és az előírt üzemi igényeknek megfelelő — motor kiválasztható.

A 31.1. táblázat a mai gyakorlatban elterjedt felvonómotor típusgyári jellemzőit tartalmazza. Az adatok 40%-os bekapcsolási idejű, szakaszos üzem megvalósítására vonatkoznak. Ennél a típusnál 120 óránkénti kapcsolás is megengedhető, ha a külső lendítőnyomatékok összege nem nagyobb a motor forgórész lendítőnyomatékánál.

A motornyomaték görbéje a 31.2. ábrán látható és a legfontosabb jellemzőket tartalmazza. A motor tengelyén leadott nyomaték

$$M_n = \frac{974P}{n},$$

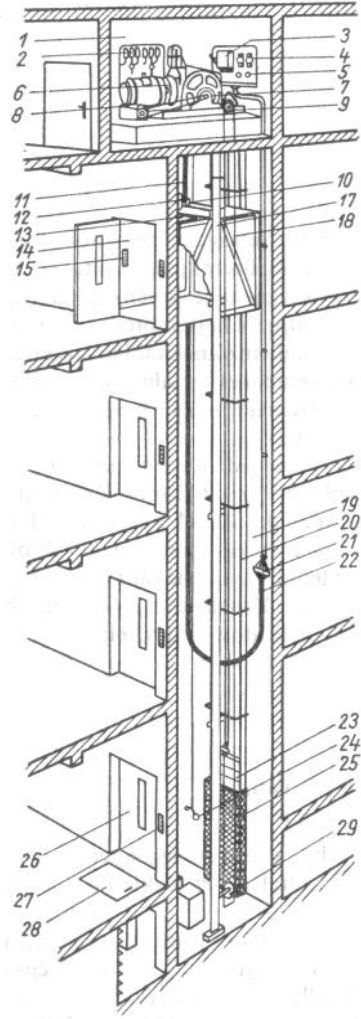
ahol M_n a névleges nyomaték m·kp-ban,

P a motor névleges teljesítménye kW-ban,

n a névleges aszinkron fordulatszám, min^{-1} .

Az M_b billenőnyomaték, a motor által kifejezhető legnagyobb nyomaték jóval nagyobb, mint az MSZ 152 által előírt legkisebb $1,6 M_n$ érték.

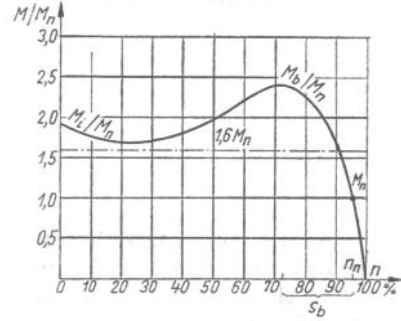
Ha a terhelőnyomaték meghaladja a billenőnyomaték értékét, a motor leáll. A nyomatékértékek egyenesen arányosak a feszültség négyzetével, változatlan frekvencia mellett. A billenőnyomaték értéke — szabvány szerint — 10%-kal eltérhet a táblázatban közölt értéktől. Az indítónyomaték (M_i) viszonylagos értéke a motorkalitka kialakításától függően változó lehet. Tekintettel arra, hogy a felvonók terheléssel indul



31.1. ábra. Felvonó

1. motorház; 2. áramvédő kapcsoló; 3. motorvédő kapcsoló; 4. olvadóbiztosító tábla; 5. utazófülke világítás-kapcsoló; 6. felvonó hajtómű; 7. hajtótárcsa; 8. másolókészülék; 9. sebességkorlátozó készülék; 10. felső végállás kapcsoló; 11. vonókötél; 12. lassú menetvezérlés; 13. kijárat kapcsoló; 14. utazófülke (járószék); 15. nyomógombtábla az utazófülkében; 17. az utazófülkét vezető sínek; 18. sebességkorlátozó kötel; 19. felvonó akna; 20. az ellensúlyt vezető sínek; 21. kötélvészorító az aknában; 22. függesztőkábel; 23. ellensúly; 24. alsó végálláskapcsoló; 25. ellensúly-védőrács; 26. aknaajtó; 27. külső nyomógombtábla; 28. belépőajtó az aknagödörbe; 29. feszítő súly a határoló kötelhez

31.2. ábra. Asszinkron motor nyomatékgörbéje



31.1. táblázat

RZD típusú rövidrezárt forgó részű, IP 44 védettségű (teljesen zárt), külső köpenyhűtésű 6 pólusú 40% bekapcsolási idejű, szakaszos üzemű asszinkron motorok, IEC csatlakozási méretekkel, max. 550 V feszültségű, 50 Hz-es, 3 fázisú hálózathoz.
Üresjárati fordulatszám, 1000/min.

Typus és építési nagyság	$P_{n, 40\%}$ bi, kW	n , min ⁻¹	$I_{n, 380 V}$ máli, A	cos φ	I_n/I_n	M_1/M_n	GD^2 , kp·m ²	Tömeg, kg	Megjegyzések
RZD 80 r 6	0,37	800	1,35	0,71	2,5	1,7	0,0095	15	15; 25 ill. 60% bi.-nél a teljesítmények értékei kb. 1,25; 1,12 ill. 0,9-szeresei a 40% bi.-hez megadottaknak. Az áram hasonló arányban változik. A többi érték nem változik jelentősen a 40% bi.-nél megadottakhoz képest. Az RZD, ill. RZDP motorok körvonalmeretei meg egyeznek az azonos építési nagyságú VZ (talpas), ill. VZP (peremes) motorok körvonalmereteivel.
RZD 80 h 6	0,55	800	2	0,74	2,2	1,7	0,0105	16	
RZD 90 S 6	0,75	890	2,4	0,72	3	1,9	0,02	20	
RZD 90 L 6	1,1	880	3,5	0,71	3,1	2	0,026	24	
RZD 100 L 6	1,5	900	4,3	0,73	3,5	1,8	0,064	34	
RZD 112 M 6	2,2	880	6,2	0,73	3,1	1,8	0,084	41	
RZD 132 S 6	3,3	890	9,4	0,73	3,5	2,1	0,16	54	
RZD 132 Mr 6	4,5	910	11,8	0,76	3,5	2,1	0,195	67	
RZD 132 Mh 6	6,0	910	16	0,76	3,5	2	0,24	72	
RZD 160 M 6	8,5	940	20	0,79	3,9	2,1	0,36	110	
RZD 160 L 6	12,5	930	29	0,81	4	2,1	0,54	140	

Megjegyzés:

S3, ill. S4 üzemmód esetén ha $FI \leq 4$ és $M_A \approx M_n$ az óránként megengedhető kapcsolások száma legalább 120. (FI = Inercia tényező; a félgyorsítandó tömegek – beleértve a motor forgó részét is – motor tengelyre redukált tehetetlenségi nyomatékának a viszonya a motor forgó rész tehetetlenségi nyomatékához, $M_A = A$ félgyorsulás közben fellépő terhelő nyomaték) FI értelmezését lásd: MSZ-152/1 lap T-ban 2.7.–2.8

nak, ezért az indítónyomaték viszonya a névleges nyomatékhoz nagyon lényeges jellemző.

Megemlítjük, hogy a felvonómotorok megválasztásánál szükséges még megvizsgálni a nyugodt és csendes motorműködést (pl. csapágyazást, mágneses hanghatást, forgó és állórész közötti rést stb.).

A legfontosabb üzemi jellemző a teljesítmény. A legkisebb motor-teljesítményt akkor érjük el, ha a teljes terhelésű fülke felirányú és a terheletlen fülke leirányú mozgásakor a hajtótárcsán — eltekintve a súrlódásoktól — a kerületi erő egyaránt $T/2$, (ahol T a felvonó teherbírása). Ez az igény akkor elégséges ki, ha az ellensúly nagysága:

$$G_e = G_f + xT,$$

ahol G_e (kp) = az ellensúly értéke;

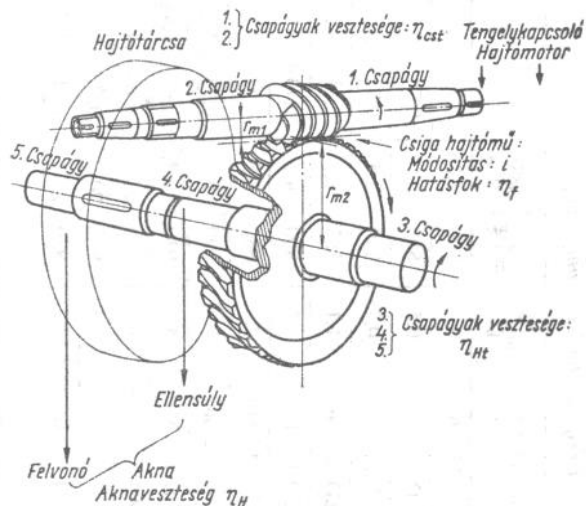
G_f (kp) = a fülke súlya (szokásos a járószék elnevezés is) G_j ;

T (kp) = a felvonó teherbírása;

x = a kiegyensúlyozási tényező.

Az $x = 0,5$ értéknel — a veszteségektől eltekintve és üzemben — a névleges teljesítményigény a legkisebb. Indításkor a viszonyokat külön meg kell vizsgálni.

Megjegyezzük, hogy a kötélcsúszás elleni biztonság legkedvezőbb eseténél $x = 0,42...0,45$ értékű. Ebben az esetben az ellensúly meghatá-



31.3. ábra. A motor kiválasztáshoz segítséget nyújtó vázlat

rozása a szélső üzemmállapotokban — teljes terhelésű fülke felirányban és terheletlen fülke leirányban — a kötélrők viszonyának egyenlőségét feltételezi $\left(G_e = G_f \sqrt{1 + \frac{T}{G_f}}\right)$ a pontos összefüggés).

Az előzőekkel összhangban az ellensúly nagyságát a tervező határozza meg a következő határok között:

$$G_f \sqrt{1 + \frac{T}{G_f}} < G_e < G_f + 0,5T.$$

A kötelek súlyát az összefüggések nem veszik figyelembe. Mint ahogy azt a bevezetőben említettük, a következőkben szám adatokkal követjük végig egy felvonómotor kiválasztásának, hajtómű méretezésének, fő-tengely ellenőrzésének, és torony tervezésének egyes lépéseit.

Kiindulás természetesen a szükséges motor kiválasztása. A 31.3. ábrán levő vázlattal elősegítjük az egyes lépések nyomkövetését.

Egy 4 személyes felvonó kiindulási adatai a következők:

hasznos terhelése $T = 300$ kp;

a járószék súlya $G_j = 500$ kp (a fülke súlya)

a felvonó hatásfoka $\eta = 0,30$ előzetes számítás

céljára megbecsült érték

a szállítási sebesség: $v = 0,7$ m/s.

A szükséges motorteljesítmény:

$$P = \frac{(G_j + T - G_e)v}{75\eta} = \frac{T}{75\eta} v$$

ahol $G_e = G_j + 0,5T = 500 + 0,5 \cdot 300 = 650$ kp

és behelyettesítve:

$$P = \frac{(500 + 300 - 650)0,7}{75 \cdot 0,30} = 4,66 \text{ LE} = 3,43 \text{ kW.}$$

A 31.1. táblázat ehhez legközelebb álló motor típusa az RZD 132 Mr6. A teljesítménye $P = 4,5$ kW és a fordulatszám $n = 910 \text{ min}^{-1}$.

A motor fordulatszáma, és az igényelt szállítási sebesség ismeretében meghatározhatjuk a hajtómű módosításának szükséges értékét. A szállítási sebesség:

$$v = \frac{D_k \pi n}{60i} \quad \text{és} \quad i = \frac{D_k \pi n}{60v}$$

a módosítás kifejezése.

A hajtótárcsa átmérőjét $D_k = 80$ cm értékre választjuk. A szám-
adatok behelyettesítése után:

$$i = \frac{0,8\pi \cdot 910}{60 \cdot 0,7} = 54,5 \approx 55$$

értékű módosításra kell méretezni a hajtóművet.

Az indítás erőtani viszonyait részletesen kell megvizsgálnunk, egy-
részt, mert más járulékos hatások is érik a felvonó elemeit, mint egyébként az egyenletes üzemmódban, másrészt ez a vizsgálat egyben ellenőrzése a motorkiválasztásnak.

A megszakított üzemi felvonónál az indítás időtartama alatt a haladó mozgást és a forgómozgást végző elemek gyorsítását is elvégezzük a hajtómotorok. Minden üzemszakasz elején álló helyzetből az üzemi sebességig kell gyorsítani, majd a megállásnál le kell lassítani azokat. Mindkét esetben a gyorsulás értelmével ellentétes tehetetlenségi erőkkel kell számolnunk, amelyek az erőtani vizsgálatot lényegesen befolyásolják. Célszerű a felvonó forgómozgást végző tömegeit redukált tömegekkel — mintha haladó mozgást végeznének — helyettesíteni. Energetikai szempontból az egyenletes sebességgel mozgó tömegrészek egyenértékűek — ezért ezek közvetlenül összeadhatók. A forgómozgást végző elemek — hajtótárcsák, motorfogórészek stb. — tömegeit a hajtótárcsa kerületére kell redukálni (például mozgási és forgási energiák egyenlősége alapján).

A felvonók szerkezeti egységeinek hatásfokértékeit a működés közbeni tényleges folyamatnak megfelelően vesszük figyelembe a 31.3. ábra alapján.

A méretezéshez szükséges adatok és jellemzők:

$$\begin{aligned} \text{Megterhelt járószék} & G_j + T = 800 \text{ kp.} \\ \text{Ellensúly} & G_e = 650 \text{ kp.} \\ \text{Kötelek} & G_k = 100 \text{ kp.} \end{aligned}$$

(megbecsült érték, a pontos számítás a folyómétersúly és a kötélnyújtás ismeretében lehetséges).

$$\text{Kötéltárcsa súlya} \quad G_t = 80 \text{ kp}$$

(ennek az értéknek 0,70-szeresét vehetjük fel a kerületre redukált súly terheléseként. A pontos számítás természetesen elvégezhető a forgási energiák egyenlősége alapján).

A motor lendítőnyomatéka: $(GD^2) = 0,195 \text{ kp} \cdot \text{m}^2$ (a 31.1. táblázatból), és ennek redukálása a hajtótárcsa kerületére

$$G_m = \frac{(GD^2) i^2}{D_k^2},$$

ahol i a módosítás és D_k a hajtótárcsa átmérője.

Tehát a szám adatokkal:

$$G_m = \frac{0,195 \cdot 55^2}{0,8^2} = 921,7 \text{ kp.}$$

Az eddigi számításokban a hatásfok eredőjének értékét előzetesen felvettük (30%). A továbbiakban már az egyes szerkezeti egységekre vonatkozó hatásfokértékekkel dolgozunk. Általánosságban megkülönböztethetünk:

A sínvezetés és általában az aknában lévő elemek súrlódásából és mozgásából származó (pl. a kötél hajlítása miatt bekövetkező) veszteségeket.

A 31.2. táblázatban megadott értékek egy jól szerelt és igényesen karbantartott berendezésre vonatkoznak. Rosszul beállított vagy nem

31.2. táblázat

Aknahatásfok, η_A

Vezetés módja	A görgőcsapágyazás módja	Valamennyi elvezető-térelő és szabadon álló görgő száma								
		0	1	2	3	4	5	6	7	8
Csúszóvezetés	Sikló csapágy	0,9	0,87	0,84	0,81	0,78	0,75	0,72	0,69	0,66
	Gördülő csapágy	0,9	0,86	0,86	0,82	0,80	0,80	0,78	0,76	0,74
Görgővezetés	Sikló csapágy	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83	0,80	0,77	0,74	0,71
	Gördülő csapágy	0,95	0,93	0,91	0,89	0,87	0,85	0,83	0,81	0,79

megfelelően üzemben tartott (pl. nem helyesen kent csapágyhelyek esetén) berendezésnél a hatásfok lényegesen rosszabb. A hajtótárcsa tengelyének csapágyazása és a csigatengely-csapágyazás is veszteséget okoz. Ezek nagyságát vesszük figyelembe az η_{Ht} és az η_{est} hatásfokértékek. A 31.3. táblázati összeállítás jól szerelt (pontosan beállított) csapágyak és

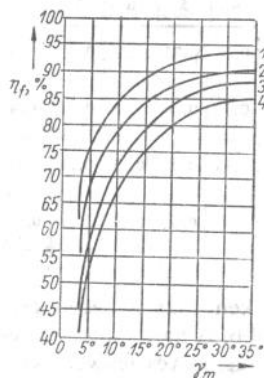
megfelelő kenőanyag alkalmazása esetén adják meg a hatásfokértékeket. Ha az előfeltételek nem megfelelőek, úgy ezek az értékek is jelentősen kisebbek lehetnek.

31.3. táblázat

Csapágyazások hatásfoka

Csapágyazás	Hajtótárcsatengely csapágyazás hatásfoka, η_{Ht}	Csigatengely csapágyazás hatásfoka, η_{cs}
Siklócsapágy	0,94	0,94
Gördülőcsapágy tömítőgyűrűk nélkül	0,98	0,98
Gördülőcsapágy és tömítőgyűrűk	0,96	0,96

A hajtómű hatásfokát (η_f) a felvonó berendezéseknél — a szakaszos üzem miatt kialakuló — vegyes súrlódásra kell méreteznünk. A 31.4. ábrából a csigahajtómű geometriájára jellemző emelkedési szög (γ_m) és a súrlódásra vonatkozó $\mu = \text{tg } \rho$ értékek alapján határozhatjuk meg η_f nagyságát. Az ábrához tartozó görbék a 31.4. táblázat jellemzői alapján értelmezhetők. A csigahajtómű pontos hatásfokát majd a 32. fejezetben határozzuk meg, de már most is megemlítjük, hogy az alkalmazott csiga és csigakerék anyagszerkezeti jellemzőinek és a megmunkálásuknak nagyon lényeges szerepük van a veszteségek kialakulásánál.



31.4. ábra. Csigahajtómű hatásfokának meghatározása

A jelenlegi számításunknál a hatásfok meghatározásának egy közelítő összefüggését alkalmazzuk:

$$\eta_f = f \frac{100 - 0,5i}{100}$$

Az összefüggésben szereplő f értéke az anyagminőség és a megmunkálás függvénye (lásd 31.5. táblázat).

31.4. táblázat

Csigahajtómű hatásfokának megállapításához szükséges jellemzők

Görbe	μ	ρ	Csiga	Kerék
1	0,03	1°45'	edzett köszörült	centrifugált bronz
2	0,045	2°35'	mart köszörült	
3	0,06	3°25'	esztergált	
4	0,075	4°20'	esztergált	öntött bronz

31.5. táblázat

Az f tényező értékei

A csigahajtóműnél	Anyagminőség, és megmunkálási módja	f
Csigakerék Csiga	centrifugált bronz edzett és köszörült	1
Csigakerék Csiga	centrifugált bronz marva és köszörülve	0,92
Csigakerék Csiga	centrifugált bronz esztergált	0,84
Csigakerék Csiga	öntött bronz esztergált	0,76

Az indításnál megengedhető gyorsulás értékét a szállítási sebesség függvényében a gyakorlatban szerzett tapasztalatok alapján a 31.6. táblázat tartalmazza. Ugyancsak a táblázatban található az ún. gyorsulási tényező $\left(\frac{g+a}{g-a}\right)$ nagysága, amelyre a hajtótárcsa méretezések (kötélcúsúság ellenőrzésekor) van szükség.

31.6. táblázat

A szállítási sebesség ismeretében meghatározható gyorsulás, a és gyorsulási tényező, $\frac{g+a}{g-a}$ értékei

$v, \text{ m/s}$	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,5	0,6	0,75	1	1,5	2	2,5	3
$a, \text{ m/s}^2$	0,06	0,13	0,18	0,24	0,3	0,41	0,52	0,65	0,85	1,15	1,4	1,65	1,88
$\frac{g+a}{g-a}$	1,01	1,02	1,03	1,05	1,06	1,08	1,11	1,14	1,19	1,26	1,33	1,4	1,47

Az előzőek alapján vizsgálhatjuk az indítási üzem erőtani és energetikai viszonyait. A felvonó redukált tömegeit három csoportban vesszük számításba:

– A hajtómotor redukált tömegének gyorsulásából származó járulékos erőhatásnál az előzőekben érintett veszteségek (hatásfokok) nem játszanak szerepet mivel az akna oldaláról nézve a berendezés végén helyezkedik el a motor.

– A hajtótárcsa redukált tömegéből származó – a gyorsulás miatt ébredő – tömegeronél az aknaveszteségek nem játszanak szerepet. A többi veszteségek természetesen már megnövelik a gyorsításra fordított munkát.

– Az első két csoportban nem említett – de mozgást végző elemekre (ellensúly, megterhelt járószerk stb.) minden veszteség egyértelműen hatással van.

Ezek alapján a redukált indító vonóerő:

$$F_{ik} = \frac{T}{2} + (m_j + m_T + m_e + m_k)a + \frac{m_t a}{\eta_{Ht} \eta_{cs} \eta_f} + m_{ma}$$

A gyorsulás értéke a 31.6. táblázatból interpolációval:

$$a = 0,61 \text{ m/s}^2$$

A redukált tömegek:

$m_j = \frac{G_j}{g} = \frac{500}{9,81} = 50,96 \frac{\text{kp} \cdot \text{s}^2}{\text{m}}$	$m_m = \frac{G_m}{9,81} = \frac{921,7}{9,81} = 93,95 \frac{\text{kp} \cdot \text{s}^2}{\text{m}}$
$m_T = \frac{T}{g} = \frac{300}{9,81} = 30,58 \frac{\text{kp} \cdot \text{s}^2}{\text{m}}$	$m_t = \frac{0,7 G_t}{g} = \frac{80 \cdot 0,7}{9,81} = 5,71 \frac{\text{kp} \cdot \text{s}^2}{\text{m}}$
$m_e = \frac{G_e}{g} = \frac{650}{9,81} = 66,26 \frac{\text{kp} \cdot \text{s}^2}{\text{m}}$	$m_k = \frac{G_k}{g} = \frac{100}{9,81} = 10,2 \frac{\text{kp} \cdot \text{s}^2}{\text{m}}$

A hatásfok értékei:

Az akna hatásfok: $\eta_A = 0,78$ a 31.2. táblázatból 4 csúszótestes kialakítást alapul véve.

Ismételten megjegyezzük, hogy a gyakorlatban – sajnálatos módon – ez az érték jóval kisebb, a hibás kialakítás, szerelés (rossz beállítás) vagy éppen a nem megfelelő súrlódó felületek nagy kopása és berágódása miatt.

A csigakerék és a csiga tengelyének csapágyazási veszteségét a 31.3. táblázatból $\eta_{Ht} = \eta_{cs} = 0,94$ értékűre vesszük fel.

A hajtómű hatásfoka közelítőleg:

$$\eta_f = f \frac{100 - 0,5i}{100} = 0,84 \frac{100 - 0,5 \cdot 55}{100} = 0,609$$

Az f tényező értéket a 31.5. táblázat alapján – centrifugált bronz csigakerékkoszorú és acélcsiga esztergált megmunkálására – vettük fel.

Az adatok behelyettesítésével a redukált indítási kerületi erő (indító vonóerő):

$$F_{ik} = \frac{150 + (50,96 + 30,58 + 66,26 + 10,2) \cdot 0,61}{0,78 \cdot 0,94 \cdot 0,94 \cdot 0,609} + \frac{5,71 \cdot 0,61}{0,94 \cdot 0,94 \cdot 0,609} + 93,95 \cdot 0,609 = 586,99 + 6,46 + 57,21 = 650,66 \text{ kp}$$

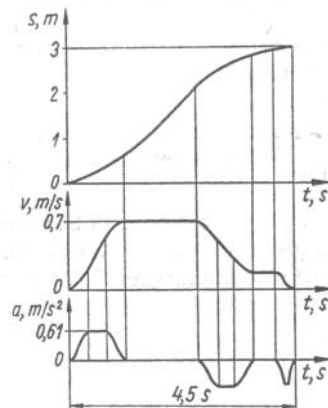
Az egyenletes sebességű üzem esetén a szükséges kerületi erő:

$$F_k = \frac{T}{2} = \frac{T}{2} = \frac{150}{0,78 \cdot 0,94 \cdot 0,94 \cdot 0,609} = 357,37 \text{ kp}$$

A gyorsításnál szükséges kerületi erő és az egyenletes üzemű működés esetén igényelt kerületi erő hányadosa jellemző az indítási és energetikai viszonyokra:

$$\frac{F_{ik}}{F_k} = \frac{650,66}{357,37} = 1,82.$$

Ha a $v = 0,7$ m/s igényelt szállítási sebesség eléréséig állandónak vesszük ezt a viszonyszámot, akkor is megfelel a választott motor típusa és jellemzői, mivel a 31.1. táblázatból az $\frac{M_i}{M_n} = 2,1$ értékű, és a két viszonyzámnak a berendezésre azonos jellegű az értelmezése. Megjegyezzük, hogy az $\frac{F_{ik}}{F_k}$ viszonyszám változása a 31.5. ábrán közölt út sebesség- és gyorsulási diagramok alapján értékelhető. Ezek a mozgás-ábrák megfelelnek a tervezett felvonó üzemének. Részletes elemzésre nem térünk ki.



31.5. ábra. Mozgásábrák

Az előzőekben a legfontosabb jellemzőt — a teljesítményt — és azzal kapcsolatos azt befolyásoló hatásokat ismertük meg. Nagyon lényeges még a fordulatszám értékelése. A váltakozó áram aszinkron motor fordulatszáma:

$$n = (1-s) \frac{60f}{p} \text{ min}^{-1},$$

ahol f a hálózat periódusszáma (Hz);
 p a motor póluspárjainak a száma;
 s a motor csúszására jellemző szlip értéke.

Az általunk kiválasztott motor $f = 50$ Hz
 $p = 3$ (6 pólusú) és $n = 910 \text{ min}^{-1}$ fordulatszámú.

Ezek ismeretében a szlip értéke:

$$910 = (1-s) \frac{60 \cdot 50}{3} \text{ ből } s = 0,09.$$

További lényeges jellemzők a táblázatban található villamos értékek. Ezekkel sajnos — hely hiány miatt — nem tudunk foglalkozni.

Megemlítjük még a felvonó berendezés tárgyak — és így a motornak is — védetségének megállapítását. Az idevonatkozó szabványokból az MSZ 1600/1—67 és az MSZ 172/1—67 érintésvédelmi szabványokból kell kiindulni, és ezek figyelembevételével az MSZ 806/4—70 szabványból a szükséges védetséget meghatározhatjuk.

A felvonó eredő hatásfokát az $\eta = \eta_A \eta_H \eta_{\text{cst}} \eta_f$ összefüggéssel határozhatjuk meg. A számadatokat behelyettesítve: $\eta = 0,78 \cdot 0,94 \cdot 0,94 \cdot 0,609 = 0,419$. Mivel a motorkiválasztásnál előzetesen 30%-os felvétellel számoltunk, ezért a biztonság felé tévedtünk. Ismételten utalunk arra, hogy szerelési hibák, kenéskimaradás, hibás anyagmegválasztás és felületi megmunkálás nagyon lerontják a különböző hatásfokok értékeit.

32. Csigahajtómű méretezése

A hajtómotor típusát, teljesítményét és fordulatszámát a 31. fejezet számítási eredményei adják:

Típus: RZD 132 Mr6;

Teljesítmény: $P_m = 4,5 \text{ kW} = 6,12 \text{ LE}$;

Fordulatszám: $n_m = 910 \text{ min}^{-1}$;

A hajtómű módosítása: $i = 55$.

Elsőnek a hajtómű tengelytávolságát határozzuk meg. Ezek a *Niemann* által közölt összefüggések és nomogramok kísérleti eredmények alapján értelmezettek. A hűtőszárnyak nélküli hajtóművek esetén a tengelytávolság még megengedhető legkisebb értéke:

$$a = \sqrt{\frac{P_n \cdot 784 \sqrt{i^2}}{n_m^{0,7} + 25}}$$

Az általunk alkalmazott hajtómű ennek a típusnak felel meg (32.1. ábra). A szám adatok behelyettesítésével:

$$a = \sqrt{\frac{6,12 \cdot 784 \sqrt{55^2}}{910^{0,7} + 25}} = 21,963 \text{ cm} = 219,63 \text{ mm}.$$

A kiszámított tengelytávot felkerekítjük: $a = 225 \text{ mm}$. Megemlítjük, hogy *Niemann* ventilátorral hűtött csigahajtómű esetére is közölt számításra alkalmas összefüggést. A minimálisan szükséges tengelytávolság:

$$a = \sqrt{\frac{P_m \cdot 3053 \sqrt{i^2}}{n_m + 100}}$$

A hajtómű hűtéséről akkor kell gondoskodni, ha természetes úton nem tudja átadni a környezetének a súrlódásokból származó hőmennyiséget. Ilyenkor a káros felmelegedést a ventilátorhűtés akadályozza meg.

A tengelytávolság meghatározására a 32.2. ábrán közölt nomogram használata is elterjedt. A könnyű és pontos kezelhetőségét a mi számpéldánk adataival mutatjuk be. A nomogram szellőző-szárnnyal ellátott kialakításra készült, de használható anélküli megoldásokra is. Ekkor azonban $P = 10 \text{ LE}$ teljesítményig 1,25-ös, $P > 10 \text{ LE}$ teljesítmények esetén 1,35 szorzóval kell megszoroznunk a nomogramból leolvasott tengelytáv számértéket.

A leolvasás menetét a számpéldánkra vonatkozó szaggatott vonalak mutatják a 32.2. ábrán. A $P = 6,12 \text{ LE}$ értékét felvetítjük az $i = 55$ módosítás görbéig, majd vízszintesen jobbra (más esetben lehet, hogy balra) haladunk az $n = 910 \text{ min}^{-1}$ fordulatszámot meghatározó függőleges szaggatott vonaláig. Ezen a ponton a tengelytávolság-vonalak közül az $a = 180 \text{ mm}$ -es halad át (szaggatott vonal). Mivel a nomogram nem tartalmaz minden lehetséges értéket (P ; i ; a), ezért a meghatározásnál ezeket interpolációval kell közelíteni. A számpéldánk adatai is interpolációval meghatározottak.

Az előzőekben már említettük, hogy a nomogram hűtőszárnyas kialakításra vonatkozik. A mi esetünkben $P < 10 \text{ LE}$ tehát 1,25 szorzót kell alkalmazni:

$$a = 180 \cdot 1,25 = 225 \text{ mm}.$$

Mint látjuk a hűtőszárny nélküli kivitel esetén nagyobb tengelytávolsággal kell megvalósítani a csigahajtást. Ezzel a csigahajtómű minden geometriai mérete nagyobb lesz, amellyel a hűtendő felületek is megnagyobbodnak.

A tengelytávolság ismeretében a csigahajtómű geometriai méretei meghatározhatók. A csiga lábhenger átmérője tapasztalati összefüggéssel számítható ki:

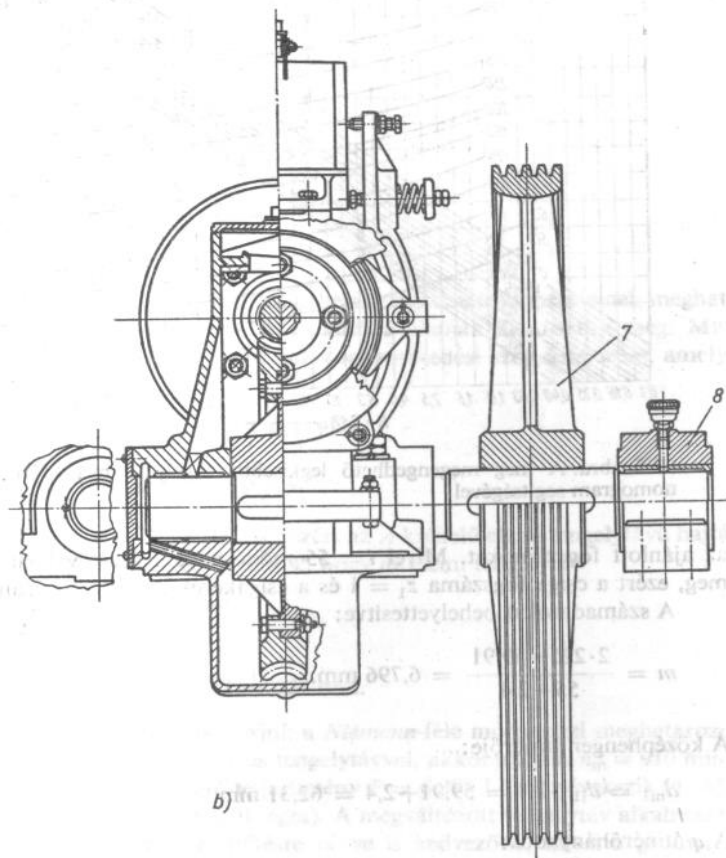
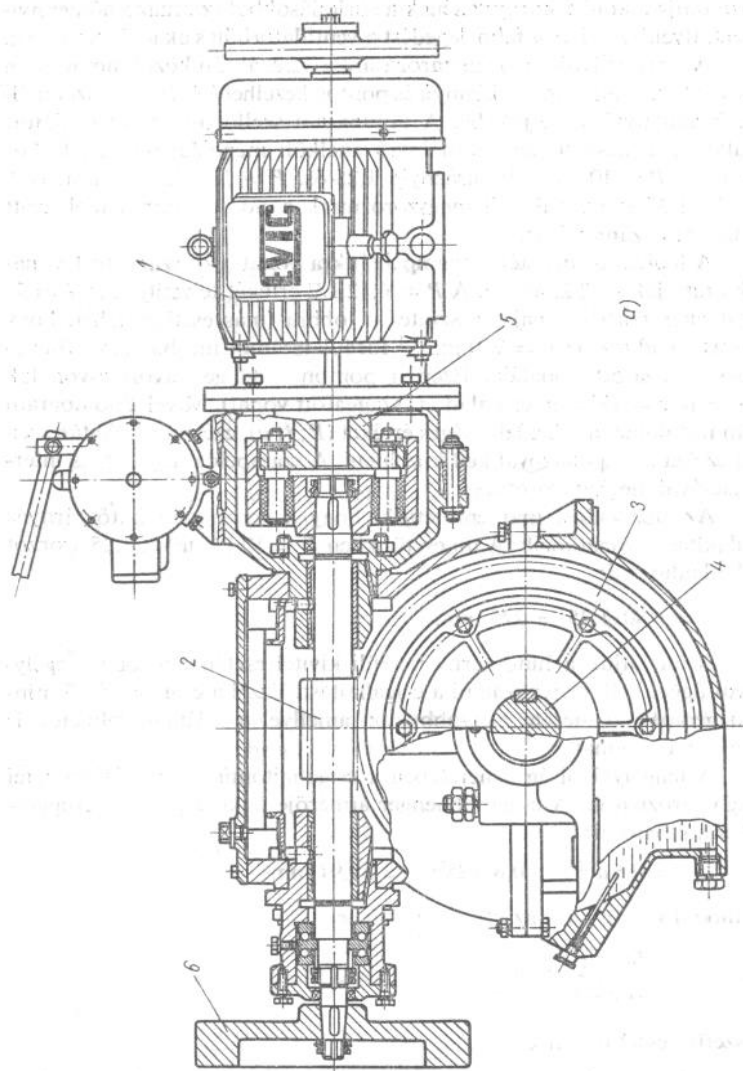
$$d_{11} = 0,6 a^{0,85} = 0,6 \cdot 225^{0,85} = 59,91 \text{ mm}.$$

A modul kiszámítása az

$$m = \frac{2a - d_{11}}{z_2 + 2,4}$$

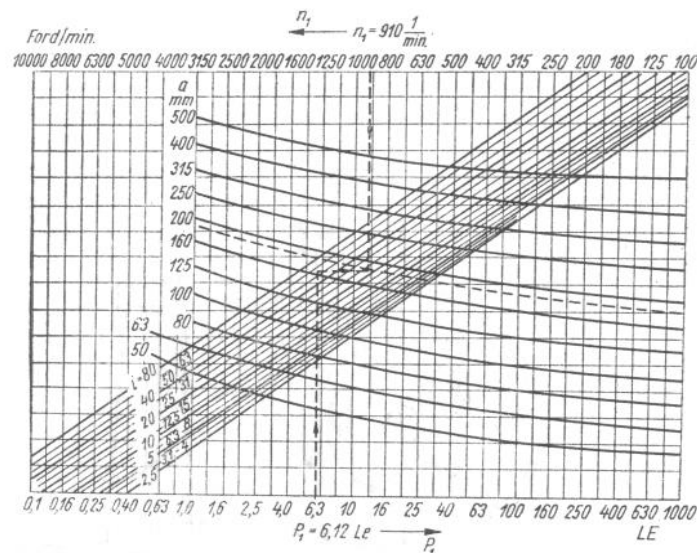
összefüggéssel történik.

A kifejezésben szereplő csigakerék fogszámát a 30.2. táblázat alapján határozhatjuk meg. A módosítás (az áttétel) függvényében adja meg



32.1. ábra. Az alkalmazott hajtómű összeállítási rajza

1 hajtómotor; 2 csigatengely; 3 csigakerék; 4 főtengely; 5 tengelykapcsoló; 6 lendítőkerék; 7 kótéltárcsa; 8 bakcsapágó.



32.2. ábra. A még megengedhető legkisebb tengelytáv meghatározása nomogram segítségével

az ajánlott fogszámokat. Mivel $i = 55$ módosítású hajtást valósítunk meg, ezért a csiga fogszáma $z_1 = 1$ és a csigakerék $z_2 = 55$ fogszámú.

A számadatokat behelyettesítve:

$$m = \frac{2 \cdot 225 - 59,91}{55 + 2,4} = 6,796 \text{ mm.}$$

A középhenger átmérője:

$$d_{m1} = d_{11} + 2,4 = 59,91 + 2,4 = 62,31 \text{ mm.}$$

A q átmérfhányados:

$$q = \frac{d_{m1}}{m} = \frac{62,31}{6,796} = 9,169.$$

Az átmérfhányadosok és az alkalmazható modul szabványos értékeit a 32.1. táblázat tartalmazza. Az eddigi számításunk alapján célszerű a $q = 9$ átmérfhányadost és az $m = 7$ mm modult választani.

32.1. táblázat

Átmérfhányadosok
(MSZ 2705)

m	q
2	-2,25
2,5	-3,5
3,75	-4,5
5	-5,5
6	-7
8	-10
	13
	12
	11
	10 (12)
	9 (11)
	8 (11)

A hengeres csigák és csigakerékek geometriai méreteinek meghatározását a 30.1. táblázat ISO ajánlása alapján határozzuk meg. Mivel $q > 2 z_1$ azaz $9 > 2$, és a közepes emelkedési szög kifejezése, amelyre

$$\operatorname{tg} \gamma_m = \frac{z_1}{q} = \frac{1}{9} = 0,11111;$$

$$\gamma_m = 6,34^\circ = 6^\circ 20' 25'',$$

tehát $\gamma_m = 6,34^\circ < 26^\circ 34'$, ezért az A kivitelű elemi tengelytávú hajtást valósítjuk meg. Megjegyezzük, hogy az elemi tengelytáv

$$a_0 = 0,5(q + z_2)m.$$

A számértékekkel:

$$a_0 = 0,5(9 + 55)7 = 224 \text{ mm.}$$

Ha ezt összehasonlítjuk a Niemann-féle módszerrel meghatározott $a = 219,63$ mm szükséges tengelytávval, akkor azonos $n_m = 910 \text{ min}^{-1}$ feltételezve az átvihető teljesítmény $P = 6,393$ LE-re növekszik (4,46%-kal nagyobb, mint a szükséges). A megváltozott tengelytáv alkalmazása egyben a természetes hűtésre nézve is kedvezőbb, mivel a geometriai méretek nagyobbak lesznek. Az általános tengelytávú hajtás megvalósítása nem indokolt, mert a csigakerék fogszáma nagyobb, mint az alámetszés határfogszáma ($z_h \cong 20$ fog), azaz $z_2 = 55 > 20$, tehát nem lehet szó alámetszésről.

A geometriai méreteket összefoglalóan a 32.2. táblázat tartalmazza. A táblázati méretek között szereplő kerékszélesség kifejezése a kerékoszorú anyagától függően változik:

Csigahajtás geometriai méreteinek összefoglalása

Méret	Csgiga		Csigakerék	
	$z_1 = 1$	$m = 7 \text{ mm}$	$z_2 = 55$	
Teljes fogmagasság	$h = 2,2m = 2,2 \cdot 7 = 15,4 \text{ mm}$			
Elemi tengelytáv	$a_o = 0,5(q+z_2)m = 0,5(9+55)7 = 224 \text{ mm}$			
Osztóhengere	$d_{o1} = d_{m1} = qm = 9 \cdot 7 = 63 \text{ mm}$		-	
Fejhengere	$d_{f1} = (q+2)m = 11 \cdot 7 = 77 \text{ mm}$		-	
Lábhengere	$d_{l1} = (q-2,4)m = 6,6 \cdot 7 = 46,2 \text{ mm}$		-	
Osztóköre	-		$d_{o2} = d_{m2} = z_2 m = 55 \cdot 7 = 385 \text{ mm}$	
Fejköre	-		$d_{f2} = (z_2+2)m = 57 \cdot 7 = 399 \text{ mm}$	
Külső köre	-		$D_2 = (z_2+3)m = 58 \cdot 7 = 406 \text{ mm}$	
Lábköre	-		$d_{l2} = (z_2-2,4)m = 52,6 \cdot 7 = 368,2 \text{ mm}$	
Csigahosszúság, b_1 Kerékszéllesség, b_2	$b_1 = 10 m = 10 \cdot 7 = 70 \text{ mm}$		$b_2 = 0,45(q+6)m = 0,45 \cdot 15 \cdot 7 = 47,25 \text{ mm}$	

Bronz kerékkoszorú alkalmazása esetén,

$$b_2 = 0,45(q+6)m.$$

Alumínium-bronz esetén szélesebb koszorút alkalmazunk:

$$b_2 = 0,45(q+6)m + 1,8 \text{ m}.$$

A csiga b_1 hosszúságát általában

$$b_{1 \min} = 12 \dots 10 \text{ m}$$

kifejezéssel határozzuk meg. A maximális hosszúság meghatározására a

$$b_{1 \max} = m \sqrt{6,25z_2 + 12,5}$$

képlet használható. A $b_{1 \max}$ értéke a mi szám példánkban:

$$b_{1 \max} = 132,122 \text{ mm}.$$

A 32.3. ábrán látható csigatengely műhelyrajzán $b_1 = 120 \text{ mm}$ értékkel szerepel.

A csigahajtás veszteségei és hatásfoka. A 30.6. ábrán a csiga sebességi viszonyait szemléltetjük. A csiga d_{m1} középhengerén lévő v_1 kerületi sebesség:

$$v_1 = d_{m1} \frac{n_m}{19,1} = 0,063 \frac{910}{19,1} = 3 \frac{m}{s}.$$

A csigakerék középkörén a v_2 sebesség értéke:

$$v_2 = d_{m2} \frac{n_2}{19,1},$$

ahol $n_2 = \frac{n_1}{i}$ a csigakerék tengelyének fordulatszáma.

Az n_2 értéke:

$$n_2 = \frac{910}{55} = 16,54 \text{ min}^{-1}.$$

A sebességviszonyokat jól érzékelhetjük a 30.6. ábra alapján. A kerék középsíkját a lapra merőlegesen képzeljük el, és mivel a csiga és kerék felületeinek együtt kell haladni (az áttétel állandó, és folyamatos kapcsolatot feltételezzük a csiga és kerék között), ezért alapfeltétel, hogy a v_n sebesség-összetevőnek mindkét elemnél egyformának kell lennie.

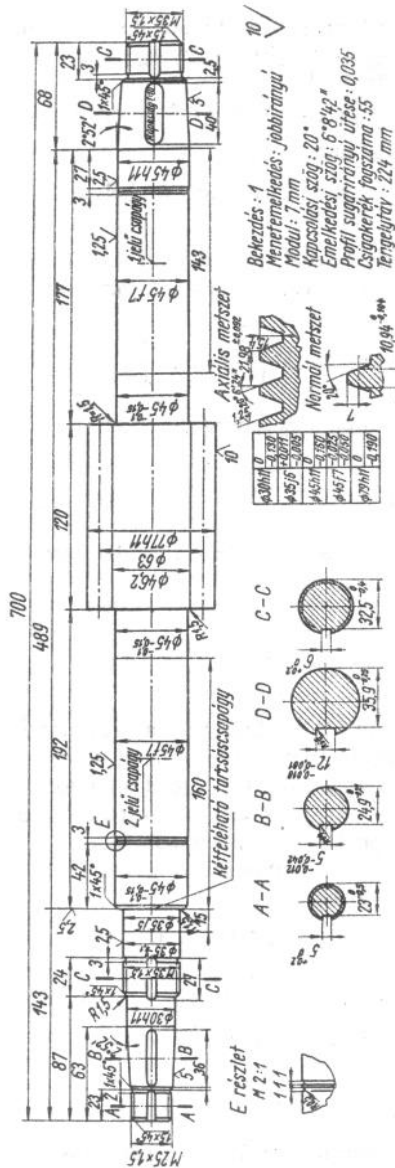
A sebességábrából trigonometriai összefüggés alapján meghatározhatjuk a csigakerék sebességét:

$$v_2 = v_1 \operatorname{tg} \gamma_m = 3 \operatorname{tg} 6^\circ 20' 25'' = 0,333 \text{ m/s}.$$

A csúszási sebesség: $v_{cs} = v_{t1} + v_{t1} = \frac{v_1}{\cos \gamma_m}$ összefüggéssel határozható meg. A számértékeket behelyettesítve:

$$v_{cs} = \frac{3}{\cos 6,34^\circ} = 3,019 \text{ m/s}.$$

Ez a nagy érték egyben magyarázza a csigahajtás melegezésének okát.



32.3. ábra. Csigatengely műhelyrajza

A csigán ébredő erőket a 30.8.b és a 30.7. ábra szemlélteti. Mivel a csiga a hajtó, ezért a csigatengelyén bemenő teljesítményből számíthatjuk ki az F_1 kerületi erőt:

$$P_1 = \frac{F_1 v}{75} \quad \text{és} \quad F_1 = \frac{75 P_m}{v_1}$$

Számszerűen:

$$F_1 = \frac{6,12 \cdot 75}{3} = 153 \text{ kp.}$$

Ha súrlódásmentes kapcsolat lenne a csiga és a csigakerék között — ami természetesen csak elméleti feltevés — úgy az F'_n erő beleszne a merőleges irányba. Mivel van súrlódás, ezért az F'_n erőnek az iránya a súrlódási kúpszög miatt a merőlegetől eltér (30.8 b).

A csigakerékre nézve az F_2 kerületi erőt jelent. Ennek meghatározásánál figyelembe vesszük a ρ súrlódási kúpszög (a súrlódási viszonyok) hatását.

Ezért az F_2 erő nagysága:

$$F_2 = \frac{F_1}{\text{tg}(\gamma_m + \rho)}$$

A ρ -t a súrlódási kúpszöget a 31.4. táblázatból választjuk; esztérgált acélcsiga és centrifugál öntésű bronzkerék esetén: $\rho = 3^\circ 23' = 3,385^\circ$. Tehát:

$$F_2 = \frac{153}{\text{tg}(6,34^\circ + 3,385^\circ)} = \frac{153}{\text{tg} 9,725^\circ} = 892,64 \text{ kp.}$$

A 30.7. ábrán látható, hogy egy F_a erő is ébred, amelynek iránya olyan, hogy a csigát és kereket egymástól eltávolítani igyekszik. Ez az erő a tengelyeket és a csapágycsapatokat nagymértékben terheli (lásd később):

$$F_a = F_2 \text{tg} \alpha_{ax}$$

ahol

$$\text{tg} \alpha_{ax} = \frac{\text{tg} \alpha_0}{\cos \gamma_m} = \frac{\text{tg} 20^\circ}{\cos 6,34^\circ} = \frac{0,3639}{0,99388} = 0,3662,$$

tehát $\alpha_{ax} = 20,1^\circ$

a csiga és csigakerék tengelymetszetében a profil szög. Az F_a értéke:

$$F_a = 892,64 \cdot 0,3662 = 326,94 \text{ kp.}$$

Hatásfok. A csigakerék középkörén kimenő LE-ben kifejezett teljesítmény az F_2 kerületi erő és a v_2 sebesség szorzatával fejezhető ki:

$$P_2 = \frac{F_2 v_2}{75} = \frac{892,64 \cdot 0,335}{75} = 3,98 \text{ LE.}$$

A hajtómű egyik vesztesége a fogak súrlódásából adódik, ez a motor által befektetett P_m és a csigakerék középkörén kimenő P_2 teljesítmény viszonyításával határozható meg. Eszerint a fogak súrlódásából adódó η_f hatásfok:

$$\eta_f = \frac{P_2}{P_m} = \frac{F_2 v_1 \operatorname{tg} \gamma_m}{F_2 v_1 \operatorname{tg}(\gamma + \varrho)} \frac{\operatorname{tg} \gamma_m}{\operatorname{tg}(\gamma_m + \varrho)};$$

$$\eta_f = \frac{0,1111}{0,1714} = 0,648.$$

Látható, hogy a hatásfok a súrlódás nagyságától függ, ezért a csiga és csigakerék anyagainak megválasztásánál körültekintően kell eljárni. Az egymáson legkevésbé „tapadó”, legjobban csúszó anyagokat kell választani, a lehetőségek határain belül, gondolva arra is hogy, ha a választott anyagok ezt a követelményt nagyon kiválóan teljesíthetik, de más szempontból (pl. szilárdságilag) ugyanaz az anyag már nem felel meg.

A csigahajtás egészének hatásfokát rontja a csapágyazásokból származó veszteség is. Ezt tartalmazza a 31.3. táblázat. A hajtótárcsatengely siklócsapágy ágyazásban forog, ennek hatásfoka $\eta_{Ht} = 0,94$. A csigatengely szintén siklócsapágyazást kap, hatásfoka $\eta_{cst} = 0,94$.

A csigahajtómű teljes hatásfoka a három hatásfoktényező szorzatával fejezhető ki:

$$\eta = 0,648 \cdot 0,94 \cdot 0,94 = 0,572.$$

Emlékeztetünk arra, hogy a 31. fejezetben a fogak csúszásából származó η_f hatásfokot a közelítő kifejezésből $\eta_f = 60,9\%$ -ra számítottuk.

Mivel az előző számításnál $\eta_f = 64,8\%$ -értéket kaptunk, ezért a 31. fejezet számítását elfogadhatjuk, mert a biztonság felé tévedtünk.

Csigahajtómű ellenőrzése. (Ellenőrzés felszíni szilárdságra). Ennek során meg kell vizsgálni, hogy az érintkező felületeken a palástnyomás eléri-e azt a meg nem engedett értéket, amelynek hatására kipattogzás (pitting) vagy esetleg más felületi hibák léphetnek fel.

A csiga és csigakerék érintkező felületén keletkező palástnyomást az F_2 kerületi erő hozza létre, amelynek nagysága:

$$F_2 = 716,20 \frac{2P_2}{d_{m2} n_2} = \frac{716,2 \cdot 2 \cdot 3,98}{0,385 \cdot 16,54} = 892,6 \text{ kp.}$$

A képletben d_{m2} a kerék középtátmérője m-ben, n_2 a kerék fordulatszáma min^{-1} -ben, P_2 a kerék középkörén kimenő teljesítmény LE-ben.

A „ k ” palástnyomás értékét *Niemann* tapasztalati úton, kísérletek eredményeként felállított összefüggése adja meg.

$$k = \frac{F_2}{f_m f_H b_2 d_{m2}} \text{ (kp/cm}^2\text{)}.$$

A képletben f_m a csiga átmérőhányadosától függő érték

$$f_m = \sqrt{\frac{10}{q}} = \sqrt{\frac{10}{9}} = 1,054.$$

Az f_H a Hertz-feszültségre utal, nagysága függ a közepemelkedési szögtől (γ_m), 32.3. táblázatból $\operatorname{tg} 6^\circ 20' 25'' = 0,1111$ értéknél $f_H \approx 0,49$.

32.3. táblázat

Hertz-feszültség tényező, f_H

$\operatorname{tg} \gamma_m$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
f_H	0,55	0,49	0,44	0,4	0,37	0,345	0,324	0,31	0,3	0,296	0,295

A palástnyomás ezek alapján számítható:

$$k = \frac{892}{1,054 \cdot 0,49 \cdot 5 \cdot 38,7} = \frac{892}{99,74} = 8,94 \text{ kp/cm}^2.$$

A felszíni szilárdság biztonsági tényezőjét (X_F) megkapjuk, ha a kiszámított K palástnyomással elosztjuk az ún. kifáradási palástnyomást

K_k -t:

$$X_F = \frac{K_k}{k}$$

A K_k értékét, egy az anyagra és a technológiára jellemző K_0 alappalástnyomás-értékből számítjuk ki oly módon, hogy figyelembe vesszük a következő üzemi tényezőket:

$$K_k = K_0 f_h f_n$$

f_h élettartamtényező meghatározásához szükség van a várható élettartam órákban (h) kifejezett értékére. A felvonó naponta, teljes terheléssel kb. 3 órát üzemel, ami egy év alatt 1095 óra. A felvonót 20 évig kívánjuk üzemeltetni így az élettartam:

$$L_h = 21900 \text{ óra.}$$

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{12000}{L_h}} = \sqrt[3]{\frac{12000}{21900}} = 0,818.$$

Az f_n csúszási sebességi tényező meghatározása:
A 30.6. ábra alapján a csúszási sebesség v_{cs} (lásd előzők):

$$v_{cs} = \frac{v_1}{\cos \gamma_m} = \frac{3}{\cos 6^\circ 20' 25''} = 3,018,$$

és így az f_n tényező:

$$f_n = \frac{2}{2 + v_{cs}^{0,85}} = \frac{2}{2 + 3,018^{0,85}} = 0,43.$$

k_0 alappalástnyomás meghatározása:

Csiga és csigakerék anyagainak és a felületük megmunkálási technológiájának függvényében választjuk a 30.4. táblázatból: $K_0 = 0,8 \cdot 10^2 \text{ kp/cm}^2$.

Így a kifáradási palástnyomás

$$K_k = 0,8 \cdot 10^2 \cdot 0,815 \cdot 0,43 = 0,28 \cdot 10^2 = 28 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}.$$

A felszíni szilárdság biztonsági tényezője:

$$X_F = \frac{K_k}{K} = \frac{28}{8,94} = 3,15.$$

Az X_F biztonsági tényezővel a megengedhető P_F teljesítmény, vagyis a felszíni szilárdság szempontjából adódó határteljesítmény

$$P_F = 0,7 \cdot 10^{-5} \frac{K_k}{X_F} f_m f_H b_2 d_{m2}^2 n_2;$$

$$P_F = 0,7 \cdot 10^{-5} \frac{28}{3,15} 1,052 \cdot 0,49 \cdot 5 \cdot 38,7^2 \cdot 16,54 =$$

$$= 0,7 \cdot 10^{-5} \cdot 565800 = 3,88 \text{ LE.}$$

Ellenőrzés melegedésre. A csigahajtóműben a fogak közötti súrlódási, az olaj kavarodásából származó, valamint a csapágsúrlódási veszteségek következtében a hajtómű melegszik.

A külső levegő t_1 hőmérsékletéhez képest a t_u üzemi hőmérsékletlépcsővel lesz nagyobb az olajteknőben levő t_m működési hőmérséklet

$$t_m = t_1 + t_u.$$

Az üzemi hőmérsékletlépcső megengedett értéke $t_u = 50^\circ\text{C}$, $t_1 = 20^\circ\text{C}$ -os környezeti átlaghőmérsékletet véve, a maximálisan megengedett működési hőmérséklet $t_{m \max} = 90^\circ\text{C}$.

A melegedési biztonságot megkapjuk, ha a $t_{m \max}$ -ot viszonyítjuk a működési hőmérsékletéhez:

$$X_T = \frac{t_{m \max}}{t_m} = \frac{90}{70} = 1,28.$$

A hajtóműben fejlődött meleg a csigaház külső felületén adódik át a környezetnek. Az egyensúly akkor áll be, ha a P_v összes veszteség hőegyenértéke megegyezik a t_u hőmérsékletlépcső hatására az A_K külső felületen leadott mennyiséggel. A hőt leadó felület, vagyis a csigaház külső felülete a tengelytávától függ:

$$A_K = 0,3 \left(\frac{a}{100} \right)^{1,85} = 0,3 \left(\frac{225}{100} \right)^{1,85} = 1,344 \text{ m}^2.$$

Az $\alpha_k \left[\frac{\text{kcal}}{^\circ\text{C m}^2\text{h}} \right]$ fajlagos hőátadási tényezővel a külső falon hőmenyiségként leadott teljesítmény:

$$P_K = \frac{\alpha_K A_K (t_m - t_l)}{632}$$

A fajlagos hőátadási tényezőt befolyásolja a fordulatszám, melynek növekedésével egyre intenzívebb a levegő áramlása, ami kedvezőbb hűtési viszonyokat eredményez:

$$\alpha_k = 18,4 \left[1 + \gamma_B \left(\frac{n_1}{1000} \right)^{1,55} \right] 0,8.$$

A képletben 0,8-as szorzóval vettük figyelembe, hogy a hajtómű felső-csigás. Ebben az esetben a gyorsabb forgású csiga nem merül az olajba, és így a szórt olaj hűtőhatása kisebb.

Az γ_B tényező a szellőzőszárnyak létét, ill. nemlétét veszi figyelembe. Ez szellőzőszárnyak kialakításánál $\gamma_B = 0,355$, szellőzőszárny nélküli csigahajtásnál $\gamma_B = 0,14$.

Behelyettesítve:

$$\begin{aligned} \alpha_K &= 18,4 \left[1 + 0,14 \left(\frac{910}{1000} \right)^{1,55} \right] 0,8 = \\ &= 18,4 \cdot 1,133 \cdot 0,8 = 16,6 \frac{\text{Kcal}}{^\circ\text{C m}^2\text{h}}. \end{aligned}$$

A leadott hőteljesítmény:

$$P_K = \frac{16,6 \cdot 1,344 (70 - 20)}{632} = 1,76 \text{ LE.}$$

A P_h határteljesítmény, amit a csigahajtómű túlságos felmelegedés nélkül le tud adni:

$$P_h = P_k \frac{\eta}{1 - \eta} = 1,76 \frac{0,572}{0,428} = 1,76 \cdot 1,33 = 2,3 \text{ LE.}$$

A csigatengely lehajlási biztonsága. Terhelés alatt is szorulásmentes jó kapcsolódást kell biztosítani a csiga és csigakerék csavarfelületeinek. Ha a csigatengely a megengedettnél jobban lehajlik, úgy ez a feltétel nem valósul meg.

A csigatengely lehajlását (f) a csiga kerületén ható F_1 erőnek és a tengelyeket széttoló F_a erőnek az F_e eredője okozza:

$$F_e = \sqrt{F_a^2 + F_1^2} = \sqrt{326,94^2 + 153^2} = 360 \text{ kp.}$$

A csigatengelyt középen koncentrált erővel terhelt kéttámaszú tartónak tekintjük. A lehajlás:

$$f = \frac{F_e l_1^3}{48IE}.$$

A támaszoktól általában tapasztalati összefüggés adja ($l_1 = 1,5a$). Az általunk méretezett eset is ezt példázza (32.6. ábra), tehát $l_1 = 1,5 \cdot 22,4 = 33,6$ cm. Az I inercianyomatékot a $d_{l_1} = 46,2$ mm csiga lábkörátmérről számítjuk. A számértékeket behelyettesítve:

$$f = \frac{360 \cdot 33,6^3}{48 \frac{4,62^4 \pi}{64} 2,1 \cdot 10^6} = 6,059 \cdot 10^{-3} \text{ cm.}$$

A megengedett lehajlás állandó üzem esetén:

$$f_m = \frac{d_{m1}}{1000} = 6,3 \cdot 10^{-3} \text{ cm.}$$

A lehajlás biztonságát az $x = \frac{f_m}{f}$ összefüggés adja,

ahol $x \approx 1 \dots 1,5$ közötti érték.

A számpéldánál

$$x = \frac{6,3 \cdot 10^{-3}}{6,059 \cdot 10^{-3}} = 1,04,$$

tehát megfelel.

Megjegyezzük, hogy siklócsapágyazásnál (így a mi esetünkben is) az l_1 érték kisebb, mint a számított. Ez is a biztonságot növeli.

A fogtörési biztonság meghatározása. Az F_2 kerületi erő a kerék b_2 ívében mért lábtöszélességében hajlításra veszi igénybe a keresztmetszetet. A csigaalak függvényében a kerék szilárdsági jellemzője $\alpha = 20^\circ$ kapcsolási szögnél: $C_0 = 3 \text{ kp/mm}^2$ (a 32.4. táblázat), mivel a csigakerék anyaga ónbronze, és ZE jelű a csiga alakja.

A táblázatban a csiga készítésére jellemző betűjelölések:

- ZA a csiga készítésénél a késelek metszik a csiga tengelyét a kések találkozására azonban nem a csigatengelyében van, hanem attól e távolságra;
 ZN döntött késelhelyezéssel készített csigák;
 ZK kis átmérőjű tárcsamarróval, vagy kettős kúpfelületű tárcsaköszörűvel készített csigák;
 ZU kúpos ujjmaró alakú köszörűkővel készített csigák;
 ZT a fogra merőleges késelhelyezéssel készített csigák;
 ZE az evolvens csigák jelölése;
 H Niemann-féle ívelt csiga.

32.4. táblázat

Csigakerék szilárdsági jellemzője, C_o

Csigakerék anyaga	$C_o, \text{kp/mm}^2$		
	A csiga alakja		
	ZA	ZN, ZK ZU, ZE	H
Ónbron	2,4	3,0	4,0
Al-ötvözet	1,15	1,43	1,9
Öv-20	1,2	1,5	2,0

A csigakerék ívben mért fogszélessége

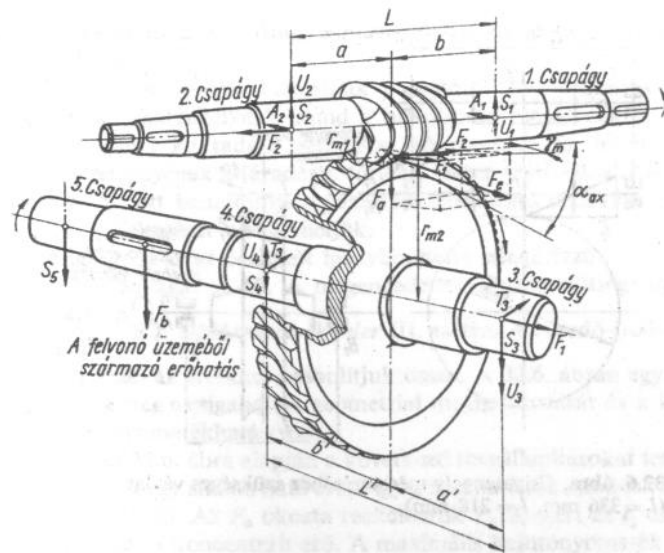
$$b'_2 = 1,1 b_2 = 1,1 \cdot 50 = 55 \text{ mm.}$$

A normálmodul:

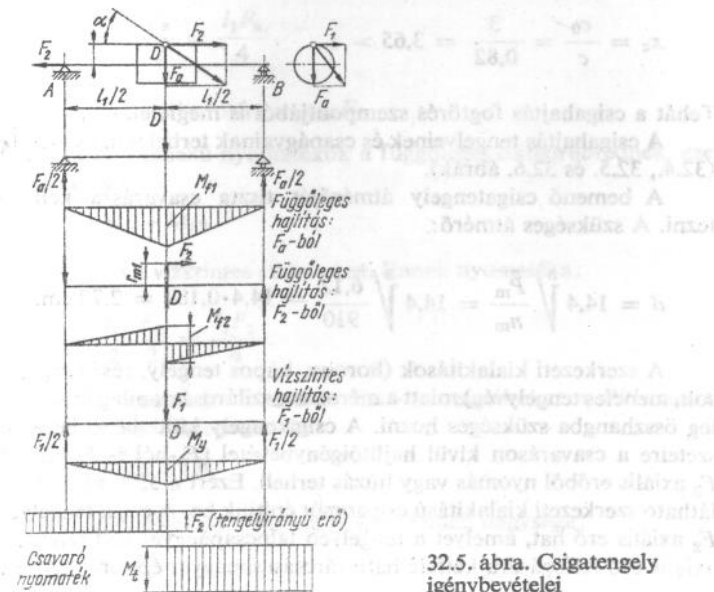
$$m_n = m \cos \gamma_m = 7 \cdot 0,9939 = 6,94 \text{ mm.}$$

A csigakerék szilárdsági jellemzője:

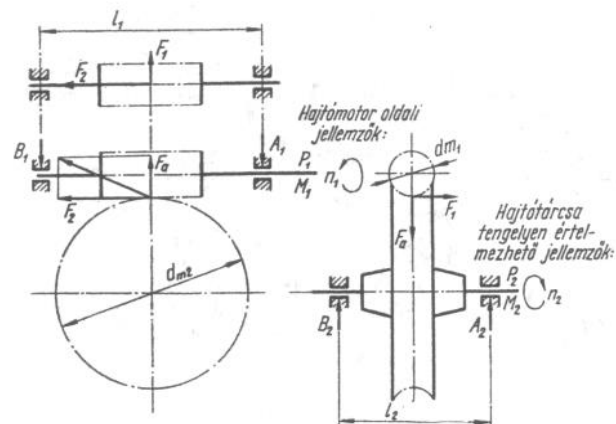
$$c = \frac{F_2}{m_n \pi b'_2} = \frac{892}{6,94 \pi 55} = \frac{892}{1090} = 0,82 \frac{\text{kp}}{\text{mm}^2}.$$



32.4. ábra. Csigahajtás térbeli erőhatásábrája



32.5. ábra. Csigatengely igénybevételei



32.6. ábra. Csigatengely méretezéséhez szükséges vázlat ($l_1 = 336$ mm, $l_2 = 218$ mm)

A fogtő törési biztonsága

$$x_c = \frac{c_0}{c} = \frac{3}{0,82} = 3,65 > 1.$$

Tehát a csigahajtás fogtörés szempontjából is megfelel.

A csigahajtás tengelyeinek és csapágyainak terhelései, és méretezése (32.4., 32.5. és 32.6. ábrák).

A bemenő csigatengely átmérőjét tiszta csavarásra kell méretezni. A szükséges átmérő:

$$d = 14,4 \sqrt[3]{\frac{P_m}{n_m}} = 14,4 \sqrt[3]{\frac{6,12}{910}} = 14,4 \cdot 0,189 = 2,72 \text{ cm.}$$

A szerkezeti kialakítások (horony, kúpos tengely, rész csapágyazások, menetes tengelyvég) miatt a méreteket szilárdságtanilag és szerkezeti-összhangba szükséges hozni. A csigatengely különböző keresztmetszeteire a csavaráson kívül hajlítói igénybevétel (F_a -ból és F_2 -ből), és az F_2 axiális erőből nyomás vagy húzás terheli. Ezért a 32.1. és 32.3. ábrán látható szerkezeti kialakítású csigaorsót építjük be. A csiga tengelyére az F_2 axiális erő hat, amelyet a tengelyen talpcsapággal kell felvenni. Az axiális erő felfogására kétfelé ható tárcsáscsapágot építünk be, mivel a

hajtómű forgásiránya is kétirányú a járószék fel, ill. le irányú mozgásának megfelelően.

Mivel forgótengelyek biztosítják a hajtómű teljesítményátvitelét, ezért mind a csigatengelynek, mind a hajtótárcsa tengelynek (a csiga-kerék tengelynek) kifáradási vizsgálata szükséges. A 33. fejezetben a hajtótárcsa tengelyének kifáradásra történő méretezését, ill. ellenőrzését elvégezzük. Az ott bemutatott módszerrel tetszőleges alkatrész kifáradásra való méretezését elvégezhetjük.

A csigaorsó most összetett igénybevételre ellenőrizzük.

Az orsó anyaga: A 60. A megengedett hajlító feszültség: $\sigma_{meg} = 1100 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}$ a 6.2. táblázatból Wöhler III. esetén. Az eredő-(redukált-)feszültséget ezzel az értékkel hasonlítjuk össze. A 32.6. ábrán egyszerűsítve rajzoltuk meg a csigahajtás geometriai meghatározását és a különböző erő- és nyomatékhatásokat.

A 32.5. és 32.6. ábra alapján a következő megállapításokat tesszük:

Az F_a és F_2 egy síkban ható erők, így a nyomatékuk minden további nélkül összegezzhető. Az F_a okozta reakcióerők $F_a/2$, mert az l_1 támasz-
köz közepén hat a koncentrált erő. A maximális hajlítónyomaték közepén van (a lábhenger D keresztmetszetében):

$$M_{f1} = \frac{l_1}{2} \frac{F_a}{2} = \frac{l_1 F_a}{4}$$

Az F_2 erő nyomatéka: $M_{f2} = r_{m1} F_2$.

Mivel ezek az f indexű nyomatékok a függőleges síkban ébrednek, ezek összegezzhetők:

$$M_f = M_{f1} + M_{f2}.$$

Az F_1 erő a vízszintes síkban hat. Ennek nyomatéka:

$$M_v = \frac{l_1}{2} \frac{F_1}{2} = \frac{l_1 F_1}{4}$$

Az egymásra merőleges síkokban ható nyomatékokat a *Pithagorasz-tétel* segítségével összegezzhetjük:

$$M_h = \sqrt{M_f^2 + M_v^2}.$$

Az F_1 erőnek csavaróhatása is van. Ennek nagysága:

$$M_t = r_{m1} F_1.$$

Az F_2 erőnek az A és D keresztmetszetek között húzó- (vagy nyomó-) hatása van: $N = F_2$.

A terhelések hatására ébredő hajlítófeszültség:

$$\sigma_h = \frac{M_h}{K_x} = \frac{\sqrt{M_f^2 + M_v^2}}{K_x} = \frac{\sqrt{\left(\frac{F_a l_1}{4} + F_2 r_{m1}\right)^2 + \left(\frac{F_1 l_1}{4}\right)^2}}{\frac{d_1^3 \pi}{32}}$$

A számadatokat behelyettesítve:

$$\sigma_h = \frac{\sqrt{\left(\frac{326,94 \cdot 33,6}{4} + 892,64 \frac{6,3}{2}\right)^2 + \left(\frac{153 \cdot 33,6}{4}\right)^2}}{\frac{4,62^3 \pi}{32}} = 589,267 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}$$

Az axiális erő hatására keletkező húzó- (vagy nyomó-) feszültség:

$$\sigma_{ny} = \sigma_H = \frac{F_2}{A_1} = \frac{F_2}{\frac{d_1^2 \pi}{4}} = \frac{892,64}{4,62^2 \pi} = 53,248 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}$$

A keletkező σ feszültségek eredője:

$$\sigma_{eredő} = \sigma_h + \sigma_H = 642,514 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}$$

A csavarásból származó τ feszültség:

$$\tau_t = \frac{M_t}{K_p} = \frac{F_1 r_{m1}}{\frac{d_1^3 \pi}{16}} = \frac{153 \frac{6,3}{2}}{4,62^3 \pi} = 24,892 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}$$

A síkbeli feszültségiállapot redukált meghatározása a 3.7. ábra feszültségei alapján történik.

Jelenleg a Mohr-féle meghatározással dolgozunk:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{eredő}^2 + 4\tau_t^2}$$

A számértékeket behelyettesítve:

$$\sigma_{red} = \sqrt{642,514^2 + 4 \cdot 24,892^2} = 650,183 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}$$

A csigatengely az ébredő feszültségek alapján túlméretezettnek mutatkozik: $1100 > 650,183$.

Emlékeztetünk arra, hogy mennyire lényeges a helyes működés szempontjából, hogy az alakváltozás (a lehajlás) ne haladjon meg egy előírt értéket. Mivel a lehajlás számításánál nem kaptunk olyan nagy biztonsági tényező értéket, amely alapján a méreteket csökkenteni lehetne, ezért a feszültségek összehasonlításánál kapott túlméretezési eredményt nem vehetjük figyelembe. Ez is arra figyelmeztet, hogy nagyon nagy hiba lenne az eredményeket „látszat” alapján értékelni. Természetesen a csigatengely kifáradási méretezését feltétlenül el kell végezni, jelen keretek között erre most nincs lehetőségünk.

A csapágycsatlakozás terhelő erők meghatározásánál a 32.4. ábrát vesszük figyelembe, annyi változtatással, hogy a csigakerék tengelyének vizsgálatánál az 5 jelű csapágycsatlakozástól eltekintünk. Ez utóbbi figyelembevétele a háromtámaszú tartó megoldásra tartozik (33. fejezet).

Az 1. jelű csapágy terhelése:

$$\text{Az } F_1 \text{ erő következtében: } A_1 = F_1 \frac{a}{L}$$

$$\text{Az } F_a \text{ erő következtében: } S_1 = F_a \frac{a}{L}$$

$$\text{A sugárirányú } F_2 \text{ erőhatás miatt: } U_1 = F_2 \frac{r_{m1}}{L}$$

(ahol r_{m1} a csiga közepes sugara).

Az 1. jelű csapágy eredő terhelése:

$$R_1 = \sqrt{A_1^2 + (S_1 - U_1)^2}$$

A 2. jelű csapágy terhelése:

$$\text{Az } F_1 \text{ erő következtében: } A_2 = F_1 \frac{b}{L} = F_1 - A_1$$

$$\text{Az } F_a \text{ erő következtében: } S_2 = F_a \frac{b}{L} = F_a - S_1$$

A sugárirányú F_2 erőhatás miatt: $U_2 = F_2 \frac{r_{m1}}{L} = U_1$.

A csapágy sugárirányú eredő terhelése:

$$R_2 = \sqrt{A_2^2 + (S_2 + U_2)^2}.$$

A tengelyirányú erő: F_2 (ezt a kétfelé ható talpcsapágy veszi fel!).

A 2 jelű csapágy eredő terhelése:

$$L_2 = \sqrt{R_2^2 + F_2^2}.$$

A 3 jelű csapágy terhelése:

Az F_a erő következtében: $S_3 = F_a \frac{b'}{L'} = F_a - S_4$;

Az F_2 erő következtében: $T_3 = F_2 \frac{b'}{L'} = F_2 - T_4$;

A sugárirányú F_1 erő hatására: $U_3 = F_1 \frac{r_{m2}}{L'} = U_4$,

(ahol r_{m2} a csigakerék osztókörének a sugara).

A tengelyirányú erő: F_2 .

A csapágy sugárirányú eredője:

$$R_3 = \sqrt{T_3^2 + (S_3 + U_3)^2}.$$

A 3 jelű csapágy eredő terhelése:

$$L_3 = \sqrt{R_3^2 + F_2^2}.$$

A 4 jelű csapágy terhelése:

Az F_a erő következtében: $S_4 = F_a \frac{a'}{L'}$;

Az F_2 erő következtében: $T_4 = F_2 \frac{a'}{L'}$;

A sugárirányú F_1 erő hatására: $U_4 = F_1 \frac{r_{m2}}{L'} = U_3$.

A 4 jelű csapágy eredő terhelése:

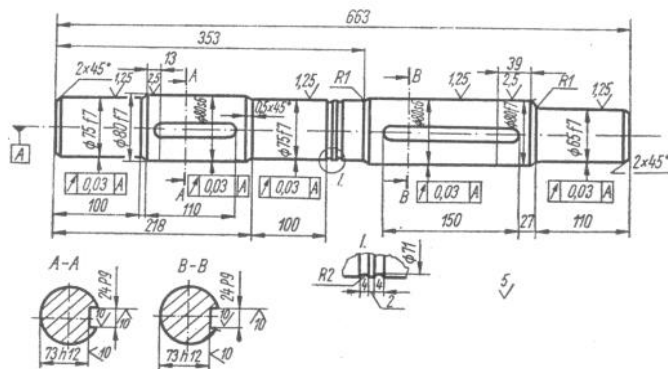
$$R = \sqrt{T_4^2 + (U_4 - S_4)^2}.$$

Az előzőekben meghatározott csapágyterhelések a 2. fejezetben említett általános megjegyzések kiegészítője (Lásd az 50...55 oldalakon).

Ismételten megemlítjük, hogy a hajtótárcsa tengelyének méretezése és a csapágyerők meghatározása a 33. fejezet anyaga.

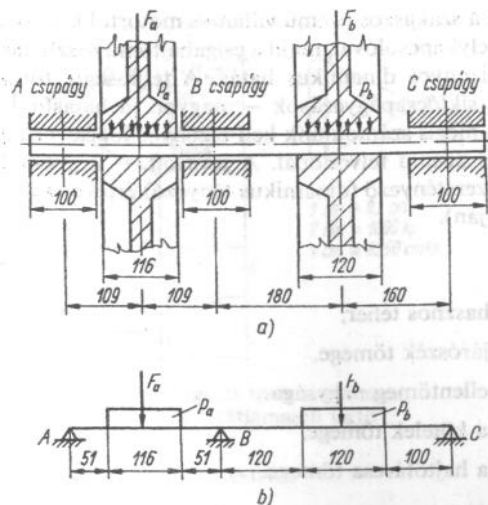
33. Hajtótárcsa tengelyének méretezése

Az alkalmazott hajtóműnél a 33.1. ábrán látható tengelyt építjük be főtengelynek — hajtótárcsa tengelynek. A tengely három helyen van ágyazva (lásd 32.1 és 32.7. ábra) és ennek megfelelően a mechanikai modell is egyértelműen háromtámaszú tartó (33.2. ábra). Az ábrákon látható geometriai méreteket a hajtómű típusának jellemzői — a csapágyazások, a csigakerék és a hajtótárcsaagy méretei, és célszerű elhelyezkedésük — határozzák meg.



33.1. ábra. A hajtóműnél alkalmazott tengely

Természetesen a többi geometriai kialakításnak — a tengelyvállaknak, az ékhornoknak, a körivalakú bemetszéseknek stb. — szintén meghatározott szerepük van a tengely egészének célszerű működésében. Az erőhatások meghatározásánál figyelembe kell venni, egyrészt a csiga csigakerék kapcsolatából származó F_a értéket, másrészt a felvonó elrendezéséből származó F_b nagyságot. Az F_b nagyságát, és meghatározásának módjait a hajtótárcsa átmérője, a járószek és az ellensúly elhelyezkedése, az esetlegesen alkalmazott kötélleterelés befolyásolják. Az általunk mére-



33.2. ábra. Háromtámaszú tengely

a) geometriai meghatározás; b) mechanikai modell

tezett felvonó esetén — és ez a leggyakoribb megoldás — a hajtótárcsa átmérője megegyezik a járószek és az ellensúlyközép közötti távolsággal (34.3. ábra). A hajtótárcsán nem akarjuk növelni az átfogási szög értékét (180° fölé), ezért a fülkét és az ellensúlyt közvetlenül a hajtótárcsára függesztjük. Ebben az esetben a tengelyre ható erők közös síkban fekszenek, egymással párhuzamosak, hatásvonaluk függőleges és eredőjük egyszerű erőáthelyezéssel meghatározható.

A csigahajtás méretezésekor F_a -ra 326,94 kp értéket kaptunk. Az F_b nagyságát a következőképpen határozhatjuk meg, lásd 33.7. ábrát:

$$F_b = k_d(T + G_f + G_e + G_k) + G_t$$

Az összefüggésben:

k_d az indítások gyakoriságát, a gyorsulás nagyságát figyelembe vevő üzemtényező. A példánkban a gyorsulási tényező $\frac{g+a}{g-a}$ értékére vesszük fel, mert a kinematikai viszonyokra ez a legjellemzőbb, és az üzemi sebességet és a gyorsulást is figyelembe veszi (lásd 31.6. táblázat).

A gyorsulás hatására járulékos tömegerők keletkeznek, amelyeket elhanyagolni veszélyes lenne. Nem szabad azt sem elfelejtenünk, hogy a

berendezés egészében a szakaszos üzemű villamos motortól kezdve, folytatva a rugalmas tengelykapcsolóval, majd a csigahajtómű összhatásának eredőjeként, fellép bizonyos dinamikus hatás. A teljességre törekedve megemlítjük, hogy a siklócsapágyszakaszok — nagyon jó hatásfokkal — ezeket csillapítják. de mégis számolnunk kell bizonyos lökésszerű igénybevétellel a szakaszos üzemű felvonónál. A javasolt — a gyorsulással feltétlen arányos — üzemtényező (dinamikus tényező) értéke: $k_d = 1,12$ (a 31.6. táblázat alapján).

Továbbá:

- $T = 300$ kg hasznos teher,
- $G_f = 500$ kg járószék tömege,
- $G_e = 650$ kg ellentömeg nagysága,
- $G_k = 100$ kg a kötelek tömege,
- $G_t = 80$ kg a hajtótárcsa tömege.

A tárcsa súlyának figyelembevételekor az üzemtényező (a gyorsulás) nem játszik erőtani szerepet (energetikait igen!) — és azt figyelembe is vettük a teljesítmény meghatározásakor).

Az adatokat behelyettesítve:

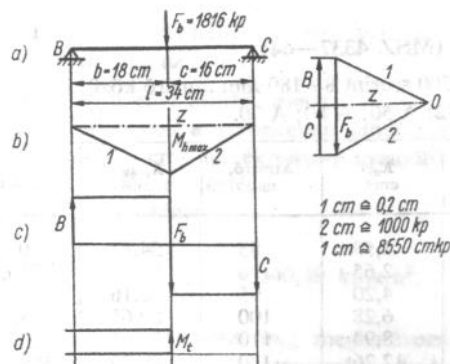
$$F_b = 1,12(300 + 500 + 650 + 100) + 80 = 1816 \text{ kp.}$$

Az erőhatásokat és a geometriai kialakításokat különböző esetek szerint vehetjük figyelembe. Ezeket — az összehasonlítás értékelésének tanulságai végett — a továbbiakban részletesen elemezzük.

1. A tengelyt úgy méretezzük, ill. ellenőrizzük, mint egy olyan kéttámaszú tartót, amelyet egy koncentrált erő (F_b) terhel. Ebben az esetben nem vesszük figyelembe a három siklócsapágyszakasznak megfelelő háromtámaszú tartómodelljének harmadik támaszát ($A-t$), és egyben — ami ezzel együtt jár — elhanyagoljuk az F_a erőhatás befolyását a tengely igénybevételére. Az így leegyszerűsített tartó modellje a 33.3. ábrán látható. A külső terhelésből származó nyomatéki- és nyíróerő ábrákat is megszerkesztettük (b) és (c) ábrák).

Az alátámasztásoknál (csapágyszakaszoknál) ébredő reakcióerők számításával:

$$B = \frac{F_b c}{l} \quad \text{és} \quad C = \frac{F_b b}{l}$$



33.3. ábra. Elhanyagolás után értelmezett koncentrált terhelésű kéttámaszú tartó

A számértékeket behelyettesítve:

$$B = \frac{1816 \cdot 16}{34} = 854,59 \text{ kp} \quad \text{és} \quad C = \frac{1816 \cdot 18}{34} = 961,41 \text{ kp.}$$

Az ellenőrzés során teljesül az erőegyensúly, mivel:

$$B + C = F_b.$$

A veszélyes keresztmetszet az F_b hatóerő támadáspontjában van. A maximális nyomaték:

$$M_h = bB = cC,$$

és behelyettesítve:

$$M_h = 16 \cdot 961,41 = 15382,56 \text{ cm} \cdot \text{kp.}$$

Természetesen a tengelyt csavaróigénybevétel is terheli. Ez a berendezés természetéből eredően így van (lásd 2. fejezet), de ezt kapjuk a hajtásnál elvégzett erőáthelyezések értelmezésénél is, mivel az erők áthelyezésének módszertani meghatározásánál egy-egy csavarónyomatékot eredményező erőpár alakul ki, és ezek eredője adja a csavarónyomaték (M_t) értékét. A 33.3d ábrán ezt is feltüntettük.

A tengelyre ható csavarónyomaték legnagyobb értéke:

$$M_t = 0,5k_d \frac{D}{2} T,$$

Hengerelt köracélok (MSZ 4337—64)

Anyagminőség MSZ 500 szerint 8–180 mm átmérő között:
A 0; A 34; A 38; A 42; A 50; A 60; A 70.

Átmérő, mm	$K_{x\text{ék}}$, cm ³	K_{x_2} , cm ³	Átmérő, mm	$K_{x\text{ék}}$, cm ³	K_{x_2} , cm ³
25	1,26	1,53	85	54,82	60,30
30	2,21	2,65	90	65,73	71,60
35	3,56	4,20	95	76,16	94,20
40	5,51	6,28	100	89,65	98,20
45	7,82	8,94	110	118,61	130,60
50	10,86	12,26	120	156,09	169,50
55	14,67	16,31	130	197,75	215,70
60	18,99	21,20	140	250,26	269,8
65	24,3	26,92	150	309,78	331,3
70	30,47	33,65	160	388	402,5
75	37,86	41,30	170	432,5	482
80	45,17	50,27			

ahol $D = 800$ mm (a hajtótárcsa átmérője) és
 $T = 300$ kp a hasznos teher legnagyobb értéke.

$k_d = 1,12$ a hajlítás meghatározásánál említett üzemtényező. Emlékeztetünk a 31. fejezetben említett indítási — gyorsítási — erő és energetikai viszonyok vizsgálatára, amikor is az állandó sebességű üzemhez képest 1,82-szeres értéket kaptunk a kerületi erő és így a szükséges nyomaték nagyságára. Ennek ellenére mégis a 1,12-szeres üzemtényezőt vesszük fel, mert az üzem szakaszos, és az 1,82-szeres szorzó nagyon rövid időtartamig adja a terhelés maximumát.

A számértékeket behelyettesítve:

$$M_t = 0,5 \cdot 1,12 \cdot \frac{80}{2} \cdot 300 = 6720 \text{ cm} \cdot \text{kp}.$$

A tengelyt összetett igénybevétel alapján kell ellenőrizni. A keletkező hajlítófeszültség legnagyobb értéke.

$$\sigma_{h\text{max}} = \frac{M_{hj}}{K_{x\text{ék}}},$$

ahol $K_{x\text{ék}}$ az ékhoronnyal gyengített keresztmetszet keresztmetszeti

tényezője, és a gyengítetlen átmérő ismeretében az 33.1. táblázatból határozhatjuk meg az értékét.

$d = 80$ mm-es átmérő esetén:

$K_{x\text{ék}} = 50,27 \text{ cm}^3$ a gyengítetlen átmérő keresztmetszeti tényezője, és $K_{x_2\text{ék}} = 45,17 \text{ cm}^3$ az ékhorony gyengítő hatását figyelembe vevő keresztmetszeti tényező értéke.

Az előzőek ismeretében:

$$\sigma_{h\text{max}} = \frac{15382,56}{45,17} = 340,49 \text{ kp/cm}^2.$$

A legnagyobb τ feszültség meghatározásához ismernünk kell a tengely poláris keresztmetszeti tényezőjét. Az ékhatás figyelembevételével közelítőleg:

$$K_{p\text{ék}} \approx 2K_{x\text{ék}}$$

értékű (lásd 8. és 10. fejezeteket).

A maximális csavarófeszültség:

$$\tau_{t\text{max}} = \frac{M_t}{K_{p\text{ék}}} = \frac{M_t}{2K_{x\text{ék}}}.$$

Behelyettesítve a számértékeket:

$$\tau_{t\text{max}} = \frac{6720}{2 \cdot 45,17} = 74,385 \text{ kp/cm}^2.$$

A legnagyobb redukált- (eredő-) feszültség:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_{h\text{max}}^2 + 4\tau_{t\text{max}}^2} = \sqrt{340,49^2 + 4 \cdot 74,385^2} = 371,57 \text{ kp/cm}^2.$$

A biztonsági tényező meghatározásánál ezt a feszültséget viszonyítjuk az anyagra jellemző határfeszültség értékéhez.

A tengely anyaga: A 60.

Anyagszerkezeti jellemzők (a 13.1. vagy a 13.2. táblázatból):

$$\sigma_B = 60 \text{ kp/mm}^2 = 6000 \text{ kp/cm}^2;$$

$$\sigma_F = 30 \text{ kp/mm}^2 = 3000 \text{ kp/cm}^2.$$

A felvonók méretezésénél meghonosodott gépészeti követelmények szerint a szakítószilárdságot tekintjük határfeszültségnek, és erre vonat-

kozatva írjuk elő a szükséges biztonsági tényező értékét. Hajtótárcsa tengelyek esetén az előírt biztonsági tényező értéke személyszállító felvonóknál 9, teherszállító felvonóknál 7. A megengedett feszültség tehát:

$$\sigma_{\text{meg}} = \frac{\sigma_B}{n} = \frac{6000}{9} = 667 \text{ kp/cm}^2$$

értékű.

A kiválasztott tengely megfelel, ha

$$\sigma_{\text{red}} \leq \sigma_{\text{meg}}$$

A jelen esetben: $371,57 < 667$, tehát a tengely megfelel a szilárdsági követelményeknek.

A most bemutatott méretezési elv szerint a tengely tényleges biztonsági tényezője a σ_B -re vonatkoztatva:

$$\sigma_{\text{btény}} = \frac{\sigma_B}{\sigma_{\text{red}}} = \frac{6000}{371,57} = 16,14.$$

Az ilyen nagyságú biztonsági tényező értékeket — a nagy megbízhatóságot — a felvonóknál természetesnek tartjuk.

2. A gyakorlatban elterjedt egy másik méretezési elv is. Ennél megtartjuk a kéttámaszú tartó kialakítását — de a hatóerőt megoszoló erőhatásként vesszük figyelembe. Ennek természetes magyarázata a hajtótárcsa széles agymérete (120 mm) mellett, hogy az illesztés (H6/s6) jellege valóban biztosítja az agy mentén kialakuló egyenletes erőeloszlást.

A tengely tartó-modellje és terhelése a 33.4. ábrán látható. A *b* és *c* ábrán megszerkesztettük a nyomatéki és a nyíróerő ábrákat; a *d*) ábra a csavarónyomatékot mutatja.

A számítással meghatározott reakcióerők:

$$B = \frac{F_b c}{l} \quad \text{és} \quad C = \frac{F_b b}{l},$$

és a számértékeket behelyettesítve természetesen az 1. pont alapján meghatározott reakcióerő nagyságokat kapjuk.

$$B = \frac{1816 \cdot 16}{34} = 854,59 \text{ kp} \quad \text{és}$$

$$C = \frac{1816 \cdot 18}{34} = 961,41 \text{ kp}.$$

A legnagyobb hajlítónyomaték ott van, ahol a nyíróerő ábra ferde egyenese metszi az alapvonalat. Ennek meghatározását az agy szélétől adtuk meg és *x*-szel jelöltük. Számítással az értéke:

$$x = \frac{Bl_2}{F_b} = \frac{854,59 \cdot 12}{1816} = 5,64 \text{ cm}.$$

A maximális nyomaték kifejezése:

$$M_h = (l_1 + x) B - \frac{x^2}{2} p_b$$

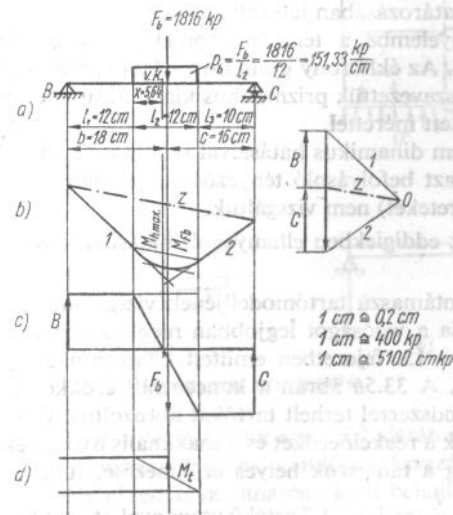
és behelyettesítve:

$$M_h = (12 + 5,64) 854,59 - \frac{5,64^2}{2} 151,33;$$

$$M_h = 12668,1 \text{ cm} \cdot \text{kp}.$$

A hajlítóigénybevételtől számítható feszültség:

$$\sigma_h = \frac{M_h}{K_{x \text{ék}}} = \frac{12668,1}{45,17} = 280,45 \text{ kp/cm}^2.$$



33.4. ábra. Elhanyagolás után értelmezett megosztóterhelésű kéttámaszú tartó

Az 1. pontban számított feszültségnek ez az érték csak 82%-a, tehát ez a méretezési módszer nagyobb biztonsági tényezőt határoz meg számszerűen.

Mivel a csavarófeszültség $\tau_{t \max} = 74,385 \text{ kp/cm}^2$ így a redukált feszültség:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_B^2 + 4\tau_{t \max}^2} = \sqrt{280,45^2 + 4 \cdot 74,385^2} = 317,46 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}.$$

A tényleges biztonsági tényező:

$$b = \frac{\sigma_B}{\sigma_{\text{red}}} = \frac{6000}{317,46} = 18,9$$

értékű.

A második módszer az előzőhöz viszonyítva jobban közelíti meg a valóságos terhelési esetet, és mint ahogy azt vártuk, nagyobb biztonsági tényezőt határoz meg.

Több olyan körülmény van azonban, amelyet nem vesz figyelembe sem az első, sem a második méretezési eljárás.

– Mint ahogy azt már többször említettük az „A” támaszt az eddigiekben nem vettük figyelembe.

– Elhanyagoltuk az F_A erőből származó igénybevételt, és ezzel a hajlítónyomaték meghatározásában játszott szerepét.

– Nem vettük figyelembe a tengely geometriai kialakításának feszültséggyűjtő hatásait. Az ékhorony gyengítő hatását is csak úgy vettük figyelembe, hogy visszavezettük prizmatikus kialakításúra a tengelyt – természetesen gyengített mérettel.

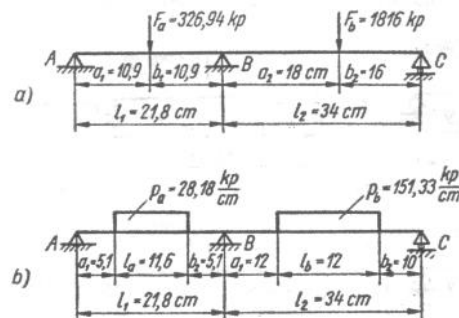
– A szakaszos üzem dinamikus hatásaival számoltunk, de a fáradásos hatásokat, és az azt befolyásoló tényezőket (geometriai kialakítást, megmunkálást, méreteket) nem vizsgáltuk.

A továbbiakban az eddigiekben elhanyagolt hatásokat szeretnénk figyelembe venni.

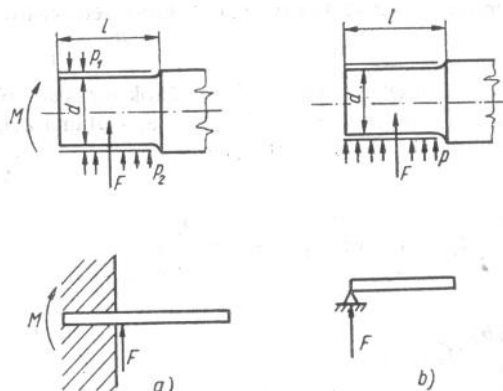
3. A tengely háromtámaszú tartómodelljének vizsgálata, és az F_A erő figyelembevétele adja a valóságot legjobban megközelítő számítási módszert. A számítást a 15. fejezetben említett *Clapeyron*-egyenletek segítségével oldjuk meg. A 33.5a ábrán a koncentrált erőkkel a 33.5b ábrán a megoszló erőrendszerrel terhelte tartókat ábrázoltuk, és mind a két esetre meghatározzuk a reakcióerőket és a maximális nyomatékokat.

Kérdéses lehet még a támaszok helyes értelmezése, tudniillik az, hogy a viszonylag nagy $\frac{l}{d} \approx 1,3 \dots 1,7$ értékű csapágyakat nem befogott tartóként kellene-e vizsgálni?

Ennek a kérdésnek az eldöntéséhez nyújt segítséget a 33.6. ábra. Az a ábra valamely terhelés hatására kialakuló nyomásviszonyokat ábrázolja, és ebben az esetben egyértelműen befogott tartóként kell vizsgálni a megfogást, mivel a reakcióerőn kívül reakciónyomaték is kialakul. A b ábra nyomásviszonyainak eredője nem ad reakciónyomatékokot.



33.5. ábra. Háromtámaszú tartómodell

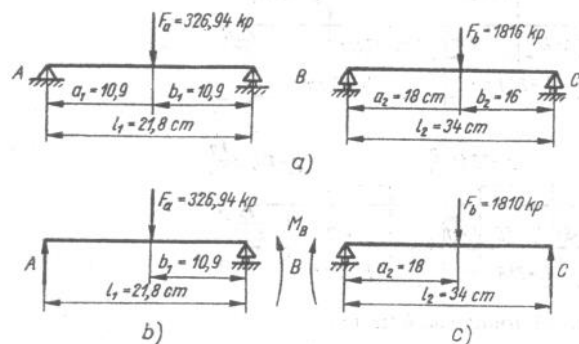


33.6. ábra. Csapágyazás értelmezése

tehát nyugodtan tekinthetjük egyszerű alátámasztásnak a jelképes ábrázolásakor. A mi esetünkben a siklócsapágyazás illesztése (H7/f7), és a tengely méretei (elhanyagolhatóan kicsi behajlásra lehet csak számítani) biztosítják, hogy a b) esetről – és így egyben megfelelő siklócsapágyazásról – van szó.

A 33.7a ábra az egymásután következő kéttámaszú tartórabontást mutatja be, koncentrált erőhatások figyelembevételkor. A 15. fejezet alapján a felírható *Clapeyron*-egyenlet:

$$I_1 M_A + (I_1 + I_2) 2M_B + I_2 M_C = -\frac{6}{I_1} [M_k]_{b1} - \frac{6}{I_2} [M_k]_{j2}.$$



33.7. ábra. Koncentrált terhelésű háromtámaszú tartó kéttámaszú tartóra bontása

A két szélső támasz függőlegesében a hajlítónyomatékok zérus értékűek: $M_A = 0$ és $M_C = 0$, mivel a végén vannak elhelyezve az alátámasztások, és mint azt már tisztáztuk, nem befogás jellegűek.

A 15.1. táblázatból:

$$\frac{6}{I_1} [M_k]_{b1} = \frac{3}{8} F_a l_1^2, \quad (\text{mivel } a_1 = b_1 = \frac{l_1}{2})$$

és

$$\frac{6}{I_2} [M_k]_{j2} = \frac{F_b b_2}{I_2} (l_2^2 - b_2^2).$$

A számértékeket behelyettesítve:

$$\frac{6}{I_1} [M_k]_{b1} = \frac{3}{8} 326,94 \cdot 21,8^2 = 58265,6 \text{ cm} \cdot \text{kp.}$$

$$\text{és } \frac{6}{I_2} [M_k]_{j2} = \frac{1816 \cdot 16}{34} (34^2 - 16^2) = 769129,4 \text{ cm} \cdot \text{kp.}$$

A *Clapeyron*-egyenletbe behelyettesítve (az előjeleket figyelembe kell venni!):

$$(21,8 + 34) 2M_B = -58265,6 - 769129,4;$$

$$M_B = -7413,93 \text{ cm} \cdot \text{kp.}$$

Ezt a nyomatékot bal oldalról az A reakcióerő és F_a hatóerő okozza (33.7b ábra):

$$M_B = 21,8A - 10,9 F_a;$$

$$-7413,93 = 21,8A - 10,9 \cdot 326,94 \quad (\text{előjelhelyesen}).$$

Rendezve: $A = -176,62 \text{ kp}$ (\downarrow) a negatív előjel miatt lefelé mutató értelmű a reakcióerő (ellenkező értelmű, mint ahogy azt a 33.7. ábrán felvettük!).

A 33.7c ábra segítségével M_B nyomatékot jobbról is felírhatjuk:

$$M_B = 34C - 18F_b,$$

$$-7413,93 = 34C - 18 \cdot 1816 \quad (\text{előjelhelyesen}).$$

Rendezve: $C = 743,36 \text{ kp}$ (\uparrow) felfelé mutató értelmű. A függőleges erők egyensúlyából ($\sum F_{iy} = 0$) a B támasztásnál ébredő reakcióerő is meghatározható. Az egyenletet balról jobb felé haladva előjelhelyesen írjuk fel:

$$-186,62 - 326,94 + B - 1816 + 743,36 = 0,$$

$$B = 1576,2 \text{ kp} \quad (\uparrow) \text{ felfelé mutató értelmű a reakcióerő.}$$

A nyomatéki ábra meghatározása történhet ugyanúgy, mint a befogott vagy kéttámaszú tartóknál. A vektorábra alapján kötélsokszöveget rajzolunk, a záróoldal pedig olyan törtvonal, amely a kötélsokszöveget azokon a helyeken metszi, ahol a nyomaték zérus. A kéttámaszú tartóra bontott és az erre jellemző zárótörtvonalal párhuzamosan húzott erőábrásugar az erőábrában (vektorábrában) kimetszi a reakcióerőket.

A gyakorlatban elterjedt másik módszert alkalmazunk a példánkban: Ennek lényege, hogy a támaszokban, a terhelések függőlegeseiben a számított nyomatékokat nagyság és értelem szerint mérjük fel – meghatározzuk a zérushelyeket, majd ezeket a „vezetes” pontokat a terhelésnek megfelelően (tudniillik, hogy koncentrált vagy megosztó terhelésről van-e szó) értelemszerűen összekötjük. Természetesen ebben az esetben is, nyomatékléptéket alkalmazunk a szerkesztésnél, de igényesebb méretezésnél a vizsgált (a tetszőleges) keresztmetszetben számítással is meghatározzuk a nyomaték értékét.

A 33.8b ábra a vizsgált eset nyomatóki ábráját mutatja, ahol:

$$M_A = 0;$$

$$M_{Fa} = Aa_1 = -1925,16 \text{ cm} \cdot \text{kp.}$$

$$M_B = (a_1 + b_1) A + b_1 F_a = -7413,93 \text{ cm} \cdot \text{kp}$$

Ez természetesen megegyezik a *Clapeyron*-egyenletből nyert értékkel:

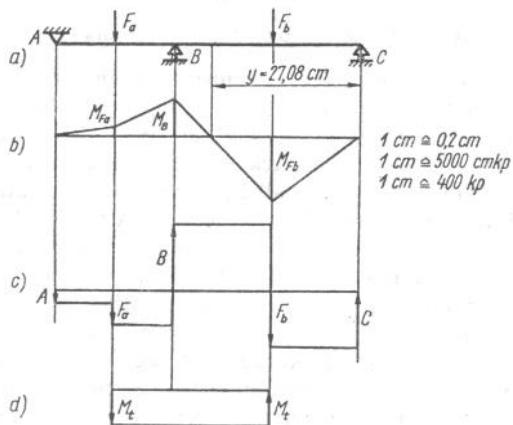
$$M_{Fb} = b_2 C = 16 \cdot 743,36 = 11893,76 \text{ cm} \cdot \text{kp.}$$

A nyomatóki ábra zéruspontja ($M_y = 0$) a *C* ponttól, a nyomatók egyen-
súlyi egyenlet felírása után:

$$yC - (y - b_2) F_b = 0;$$

$$y = \frac{b_2 F_b}{F_b - C} = \frac{16 \cdot 1816}{1816 - 743,36} = 27,08 \text{ cm.}$$

Megjegyezzük, hogy az y meghatározására nem lett volna szükség, mert a nyomatóki ábra már az előzőekben meghatározott nyomatók isme-
retében megszerkeszthető, mivel koncentrált erőhatások nyomatókébrája
egyenesekkel határolt.



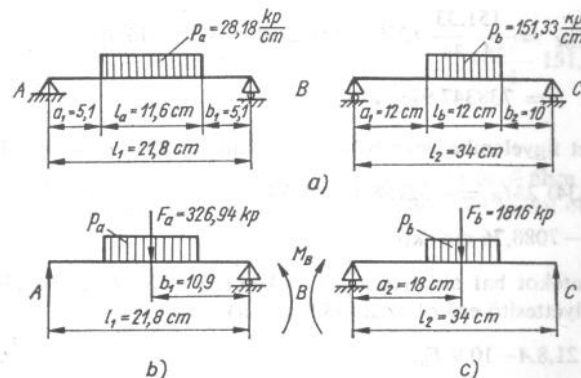
33.8. ábra. Koncentrált terhelésű háromtámaszú tartó igénybevételi ábrái

A 33.8c ábra a nyíróerők balról jobbra való megszerkesztését mutatja. Az ábra szerint a *B* és a F_b pontokban lehet veszélyes — mérték-
adó — a keresztmetszetet terhelő nyomatók. Az előzőek alapján a leg-
nagyobb nyomatók:

$$M_{h \max} = M_{Fb} = 11893,76 \text{ cm} \cdot \text{kp.}$$

Ha a háromtámaszú tartóra a megoszlóerő-rendszer igénybevételét
vizsgáljuk, úgy a 33.9. ábra mutatja az egymásután következő kéttámaszú
tartóabontást. A felírható *Clapeyron*-egyenlet:

$$l_1 M_A + (l_1 + l_2) 2M_B + l_2 M_C = -\frac{6}{l_1} [M_k]_{b1} - \frac{6}{l_2} [M_k]_{j2}$$



33.9. ábra. Megoszló terhelésű háromtámaszú tartó kéttámaszú
tartóra bontása

Továbbra is érvényes, hogy a szélső támaszok függőlegeseiben a hajlító-
nyomatók zérus értékűek:

$$M_A = 0 \text{ és } M_C = 0.$$

A 15.1. táblázatból a bal oldali támaszra

$$\frac{6}{l_1} [M_k]_{b1} = \frac{P_a}{4l_1} (a_2^2 - a_1^2) [2l_1^2 - (a_2^2 + a_1^2)],$$

ahol jelölések szerint $a_2 = a_1 + l_a$, mivel $a_1 = 5,1 \text{ cm}$ és $l_a = 11,6 \text{ cm}$,
így $a_2 = 5,1 + 11,6 = 16,7 \text{ cm}$.

A számértékeket behelyettesítve:

$$\frac{6}{l_1} [M_k]_{b1} = \frac{28,18}{4 \cdot 21,8} (16,7^2 - 5,1^2) [2 \cdot 21,8^2 - (16,7^2 + 5,1^2)] =$$

$$= 52758,1 \text{ cm}^2 \cdot \text{kp.}$$

A jobb oldali támaszra:

$$\frac{6}{l_2} [M_k]_{i2} = \frac{p_b}{l_2} (b_1^2 - b_2^2) [2l_2^2 - (b_1^2 + b_2^2)],$$

ahol $b_2 = 10 \text{ cm}$, és $b_1 = b_2 + l_b = 10 + 12 = 22 \text{ cm}$.

A számértékeket behelyettesítve:

$$\frac{6}{l_2} [M_k]_{j2} = \frac{151,33}{4 \cdot 34} (22^2 - 10^2) [2 \cdot 34^2 - (22^2 + 10^2)] =$$

$$= 738347,97 \text{ cm}^2 \cdot \text{kp}$$

Az előjeleket figyelembe véve behelyettesítünk a *Clapeyron*-egyenletbe:

$$(21,8 + 34) 2M_B = -52758,1 - 738347,97,$$

$$M_B = -7088,76 \text{ cm} \cdot \text{kp.}$$

Ezt a nyomatékot bal oldalról az A reakcióerő és az F_a megoszlóerő-rendszert helyettesítő erő okozza (33.9b ábra)

$$M_B = 21,8A - 10,9 F_a,$$

$$-7088,76 = 21,8A - 10,9 \cdot 326,94 \quad (\text{előjelhelyesen}).$$

Rendezve: $A = -161,7 \text{ kp}$ (\dagger) az ábrán felvett előjellel ellenkező – azaz lefelé mutató – értelmű a reakcióerő.

A 33.9c ábra segítségével az M_B nyomatékot jobbról is felírhatjuk:

$$M_B = 34C - 18F_b \quad (\text{értelemhelyesen}),$$

$$-7088,76 = 34C - 18 \cdot 1816.$$

Rendezve: $C = 752,92 \text{ kp}$ (\dagger), és a reakcióerő értelme felfelé mutat.

A B támasztásnál ébredő reakcióerőt a függőleges erők egyensúlyából ($\sum F_{iy} = 0$) határozzuk meg. Az egyenletet balról jobb felé haladva előjelhelyesen írjuk fel:

$$-161,7 - 326,94 + B - 1816 + 752,92 = 0,$$

$B = 1551,72 \text{ kp}$ (\dagger) és természetesen felfelé mutató értelmű a reakcióerő.

A 33.10. ábrán megszerkesztettük a nyomatéki és a nyíróerő ábrákat. A nyomaték ábra szerkesztéséhez szükség volt az egyes nevezetes keresztmetszetekre számított nyomatékértékekre. Természetesen a megoszlóterhelésnél számított nyomatékoknál a 15. fejezetben említetteket figyelembe kell venni. Ezek szerint az F_a pontra:

$$M_{Fa} = \left(a_1 + \frac{l_a}{2}\right) A - \frac{l_a^2}{4} p_a = 10,9 \cdot 161,7 - \frac{11,6^2}{4} 28,18 =$$

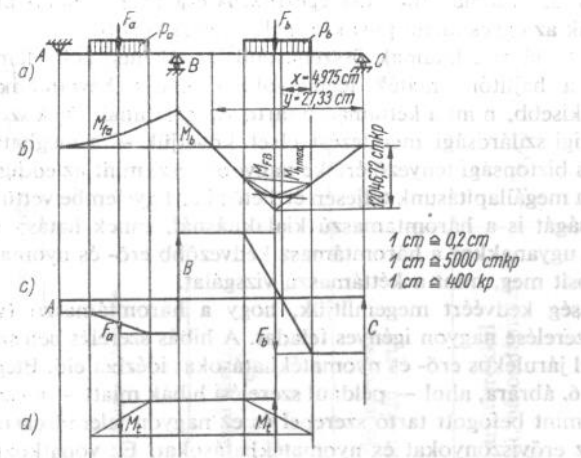
$$= -2710,51 \text{ cm} \cdot \text{kp},$$

és az F_b pontra

$$M_{Fb} = \left(b_2 + \frac{l_b}{2}\right) C - \frac{l_b^2}{4} p_b = 16 \cdot 752,92 - \frac{12^2}{4} 151,33 =$$

$$= 6598,84 \text{ cm} \cdot \text{kp.}$$

A legnagyobb nyomaték ott van, ahol a nyíróerő ábra p_b megoszlóterhelés alatti ferde egyenese metszi az alapvonalat (a bal oldali, ill. jobb



33.10. ábra. Megoszlóterhelésű háromtámaszú tartó igénybevételi ábrái

oldali erők összege ezen a helyen zérus!). A 33.10. ábra szerinti x érték:

$$x = \frac{C}{p_b} = \frac{752,92}{151,33} = 4,975 \text{ cm},$$

és a legnagyobb nyomaték:

$$M_{h \max} = (b_2 + x) C - \frac{x^2}{2} p_b = 14,975 \cdot 752,92 - \frac{4,995^2}{2} 151,33 = 9402,21 \text{ cm} \cdot \text{kp}.$$

A nyomatéki ábra zéruspontja ($M_x = 0$) a C-ponttól y értékre van. A pontra felírható nyomaték:

$$yC - \left(y - b_2 - \frac{l_b}{2} \right) F_b = 0,$$

$$y = \frac{F_b \left(b_2 + \frac{l_b}{2} \right)}{F_b - C} = \frac{1816(10+6)}{1816 - 752,92} = 27,33 \text{ cm}.$$

Az eddigi méretezésünk — a tartótípus és terhelése szerinti osztályozás — eredményeit a 33.2. táblázatban összegeztük. A csavarónyomaték ábráját is közöltük az egyes tartótípusok terhelési ábrái között.

A 33.2. táblázat adatainak összehasonlításánál meg kell állapítanunk, hogy a hajlítónyomaték legnagyobb értéke a háromtámaszú tartó esetén kisebb, mint a kéttámaszú tartó vizsgálatánál. Ezek szerint — ha az eddigi szilárdsági méretezési elvet követjük — a meghatározott tényleges biztonsági tényező értéke nagyobb lesz, mint az eddigiekben volt. Ez a megállapításunk teljesen érthető; bár figyelembe vettük az F_a erő nagyságát is a háromtámaszú kialakításnál, ennek hatása nem volt jelentős, ugyanakkor a háromtámasz kedvezőbb erő- és nyomatékeloszlást valósít meg, mint a kéttámaszú vizsgálat.

A teljesség kedvéért megemlítjük, hogy a háromtámaszú (vagy több) tartó szerelése nagyon igényes feladat. A hibás szerelés befejezéseket, és ezzel járulékos erő- és nyomatékhatásokat idézhet elő. Elég ha utalunk a 33.6. ábrára, ahol — például szerelési hibák miatt — a csapágyazás már, mint befogott tartó szerepel és ez nagyon jelentősen megváltoztatja az erőviszonyokat és nyomatékhatásokat. Ez vonatkozik a sikló- és a gördülőcsapágyazásra egyaránt. A siklócsapágyazás azonnal érzékenyen viselkedik — a tengely nehezen fordul el az ágyazásban, vagy

33.2. táblázat

A számpélda eredményeinek összefoglalása

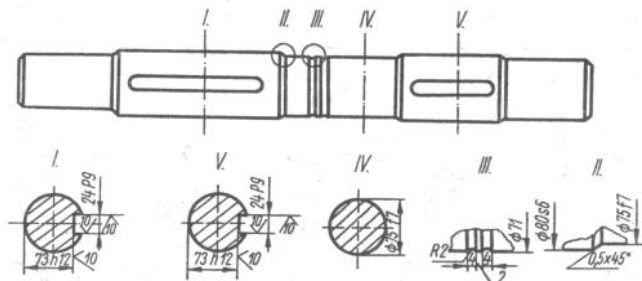
Tartó típus és terhelése	Reakció erők, kp			Számított értékek				csavarónyomaték M_k
	A	B	C	hajlítónyomaték			M_{Fb}	
				$M_{h \max}$	M_{Fa}	M_B		
Kéttámaszú tartó, koncentrált erő terhelése	—	854,59	961,41	15382,56	—	—	$M_{h \max}$	6720
Megoszó terhelésű, kéttámaszú tartó	—	854,59	961,41	12668,1 $x = 5,64$ cm	—	—	$M_{h \max}$	6720
Koncentrált erővel terhelt, háromtámaszú tartó	—176,62	1576,2	743,36	11893,76	—1925,16	—7413,93	$M_{h \max}$	6720
Megoszó terhelésű, háromtámaszú tartó	—161,7	1551,72	752,92	9402,21 $x = 4,975$ cm	—2710,51	—7688,76	$M_{h \max}$	6720

erősen melegedik – a hibás szerelésnél, ezért ez könnyebben felismerhető és korrigálható. A gördülőcsapágyazás esetén kisebb mérvű befezülés látszólag nem okoz olyan kísérő jelenségeket, mint a siklócsapágyazásnál, de visszahatása legalább olyan veszélyes, ha nem veszélyesebb. Gondoljunk arra, hogy amíg a hatás–ellenhatás a siklócsapágyánál azonnal jelentkezik, addig a gördülőcsapágyazásnál ez a jelentkezés alig mutatkozik meg, de természetesen létezik. Ez pedig akármilyen kismérvű dinamikus erőben, nyomatékban fejt ki hatását – és az akció-reakció elve alapján visszahatását – előbb-utóbb valamelyik alkatrész (alkatrészek!) törésében, kifáradásában mutatkozik meg. A 13. fejezetben bemutatott, hogy egy egyszerű – geometriai kialakítás nélküli – tengely esetén, ha forgó mozgást végez, úgy számítanunk kell az időben ismétlődő (periodikus) terhelése miatt a kifáradására. A kifáradást befolyásoló tényezők vizsgálata és figyelembevétele nem könnyű feladat, az előre nem számítható (pl. hibás szerelés!) ismétlődő járulékos terhelések pedig egyértelműen fáradásos töréshez vezetnek.

Az előzőekben említett – a szereléssel kapcsolatos – gondolatok visszavezetnek bennünket az eredeti feladatunkhoz.

4. Nem követjük a kéttámaszú tartónál alkalmazott méretezési módszerünket. A továbbiakban úgy méretezzük a háromtámaszú tengelyt, ahogy az a valóságban ténylegesen igénybe vett, megfelelő geometriai kialakítású és mivel forgó mozgást végez, ezért fáradásos hatások – periodikus terhelések – veszik igénybe.

A 33.11. ábrán újra megrajzoltuk a hajtótárcsa tengelyt, de most már csak azokat a keresztmetszeteket méreteztük be, amelyeknél az igénybevételi ábrák alapján várható, hogy az igénybevétel fáradásos törést okozhat. Ezeket a helyeket *I...V* római számmal jelöltük. Az *I*-es, *IV*-es és *V*-ös keresztmetszetekben már meghatároztuk a hajlítónyomatékok



33.11. ábra. A hajtótárcsatengely különböző keresztmetszeteinek fáradásos hatásainak vizsgálata

értékét, a *II*-es és *III*-as keresztmetszetekben az előzőekhez hasonlóan határozhatjuk meg.

Koncentrált terhelésű háromtámaszú tartó esetén: a *II*-es keresztmetszetben:

$$M_{h2} = 25,5C - 9,8F_b = 25,5 \cdot 743,36 - 9,8 \cdot 1816 = 935,87 \text{ cm} \cdot \text{kp}$$

a *III*-as keresztmetszetben:

$$M_{h3} = 29C - 13F_b = 29 \cdot 743,36 - 13 \cdot 1816 = -2050,56 \text{ m} \cdot \text{kp}$$

Megoszló terhelésű háromtámaszú tartó esetén az összefüggések azonosak, csak a *C* reakcióerő nagysága eltérő (*C* = 752,92 kp), így

$$M_{h2} = 25,5 \cdot 752,92 - 9,8 \cdot 1816 = 1402,66 \text{ m} \cdot \text{kp}$$

és

$$M_{h3} = 29 \cdot 752,92 - 13 \cdot 1816 = -1773,3 \text{ m} \cdot \text{kp}$$

A csavarónyomaték értéke: $M_t = 6720 \text{ cm} \cdot \text{kp}$, és minden vizsgált keresztmetszetben állandó nagyságú terhelést okoz, akkor ha állandó üzemmódot történik a vizsgálat.

A 33.2. táblázat, és a most számított nyomatékok értékeinek összehasonlítása, és a tengely geometriai kialakítások értékelése alapján nem tartjuk szükségesnek mind az öt keresztmetszetben megvizsgálni az ismételt igénybevétel fárasztó hatását.

Az *I-I* és az *V-V* keresztmetszetek geometriai kialakítása és az agy-tengely illesztése azonos. Mivel az *I-I* keresztmetszet terhelése nagyobb, és a szerelés utáni feszültséggyűjtő hatás erősebb (a *V-V* keresztmetszetnél az ék nem áll ki az agyból, és közvetlenül az agy mellett van siklócsapágyazva, amelynek csillapító hatása jelentős), ezért a *V-V* keresztmetszetre nem végezzük el a kifáradás elleni biztonsági tényező meghatározását. A *II-II* keresztmetszet átmenet-terhelése a többihez képest nem jelentős, ezért itt nem várható fáradásos törés. A *V-V*, azaz *B* alátámasztás – a csapágyazás – keresztmetszetében a terhelés (M_B) jelentős nagyságú, de sima, feszültséggyűjtőhely nélküli a kialakítás, ezért nem valószínű, hogy – pl. az *I-I*-hez viszonyítva – fáradásos törés bekövetkeznék. A *III-III* keresztmetszetben a geometriai kialakítás esetleg (nem valószínű!) okozhat olyan feszültségtörődést, hogy annak ismétlődése fáradásos töréshez vezethet. Összegezve az értékelést; az *I-I* és a *III-III* keresztmetszeteket tartjuk veszélyesnek az ismétlődő terhelés okozta kifáradás bekövetkezésére.

A kifáradásra való méretezésnél az ismételt igénybevételt — összhangban a 13. fejezetben említettekkel — aszimmetrikus jellegű össze-
tett terhelésnek kell minősítenünk. Jelen esetünkben az állandó nagyságú
középfeszültséget a csavarónyomaték terhelése adja (τ_m), a feszültség-
lengést a hajlítónyomatékból számítható feszültségamplitúdó jellemzi
(σ_a). Az előző megállapításunk az egyenletes üzemre vonatkozott. Indi-
tásnál figyelembe kell vennünk bizonyos nagyságú τ feszültségből szár-
mazó feszültséglengést is ($\tau_a \neq 0$).

Természetesen a kifáradásra jellemző ellenőrzést — a biztonsági
tényező meghatározását — az előzőekben említett keresztmetszetekre
külön-külön meg kell határozni a háromtámaszú tengely terhelésének
figyelembevételével.

Az I—I keresztmetszet vizsgálata, koncentrált erőterhelés esetén,
folyamatos üzemben.

Ebben az esetben, mivel a τ_a értéke zérus, a biztonsági tényezőt az

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma'_{red}}{k_0 \sigma_{Fh}} + \frac{\beta_{k\sigma} \sigma_a}{b_1 b_2 \sigma_{vh}}}$$

összefüggésből határozhatjuk meg.
A redukált középfeszültség:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_m^2 + \alpha^2 \tau_m^2}$$

Az α veszi figyelembe a hajlítási és csavarási folyáshatár viszonyát:

$$\alpha = \frac{\sigma_{Fh}}{\tau_{Ft}}$$

A tengelyanyagként alkalmazott A 60-as anyagra vonatkozó anyagjel-
lemzőket a 13.1. Smith-diagramból, vagy a 13.2. táblázatból vehetjük:
 $\sigma_{Fh} = 4300 \text{ kp/cm}^2$ és $\tau_{Ft} = 2200 \text{ kp/cm}^2$.

$$\text{Behelyettesítve: } \alpha = \frac{4300}{2200} = 1,954.$$

A vizsgált esetben csak az $M_t = 6720 \text{ cm} \cdot \text{kp}$ csavarónyomatékból szár-
mazik középfeszültség, mivel a $\sigma_m = 0$.
Tehát

$$\tau_m = \frac{M_t}{K_p \text{ék}} \cdot \frac{M_t}{2K_x \text{ék}}, \quad \text{a} \quad K_p \text{ék} \approx 2K_x \text{ék} \quad \text{közéltést}$$

jelent, ahol $K_x \text{ék} = 45,17 \text{ cm}^3$ a keresztmetszeti tényező értéke a gyengi-
tetlen átmérő ismeretében a 33.1. táblázatból.

A számértékeket behelyettesítve:

$$\tau_m = \frac{6720}{2 \cdot 45,17} = 74,385 \text{ kp/cm}^2.$$

A redukált középfeszültség összefüggése leegyszerűsödik:

$$\sigma'_{red} = \alpha \tau_m = 1,954 \cdot 74,385 = 145,35 \text{ kp/cm}^2.$$

Ezt az összehasonlító feszültséget a nyugvóterhelés okozta feszültséggel
azonos hatásúnak vesszük. Az ismétlődő terhelést a hajlítónyomaték
adja, és ez okozza a forgótengely esetén a fáradásos hatásokat.

A k_0 határigénybevételi szorzó a 17.2. ábra alapján 1,7. Említettük,
hogy a $k_0 \sigma_{Fh}$ értéke legfeljebb a szakítószilárdság értékéig növelhető:

$$k_0 \sigma_{Fh} \leq \sigma_B.$$

Az A 60-as anyag esetén $\sigma_B = 6000 \text{ kp/cm}^2$.

Példánkban $1,7 \cdot 4300 > \sigma_B$, így a biztonsági tényező kifejezésében a k_0
 σ_{Fh} helyett σ_B értéket írjuk be. A feszültséglengés amplitúdója:

$$\sigma_a = \frac{M_{h1}}{K_x \text{ék}} = \frac{11893,76}{45,17} = 263,3 \text{ kp/cm}^2.$$

A mérettényezőt a 13.15. ábrából vettük a $d = 80 \text{ mm}$ átmérőhöz a 2.
görbét véve figyelembe: $b_1 = 0,65$. A 13.18. ábra a felületi érdességi
tényező meghatározását teszi lehetővé. Mivel $R_a = 1,25 \mu\text{m}$, így $b_2 = 0,88$.

A gátlástényező értékét a 13.4. táblázatból (1. ábra) választjuk.
Természetesen az értékek csak tájékoztató jellegűek, mivel $d = 40 \text{ mm}$
átmérőre és H7/n6 jellegű illesztésre vonatkoznak a táblázati adatok. Ha
a vizsgált tengely ilyen vagy legalább is hasonló adatokkal üzemelne,
úgy elfogadható lenne a $\beta_{k\sigma} = 2,1$ érték. Mivel ettől eltérő átmérőjű
($d = 80 \text{ mm}$) és illesztésű (H7/s7) a tengely, így ezeknek az eltéréseknek
amelyek nem elhanyagolhatók — a hatását értékelni kell.

A kísérletek szerint a méretek növelésével a gátlástényező értéke
növekszik a kisebb méretekkel meghatározott gátlástényezőhöz képest.
Ezt a hatást — mint ahogy azt már láttuk a Gyakorló feladatok fejezet-
ben (13) — a mérettényező figyelembevétele bizonyos mértékben kiegyen-
líti, és így a gátlástényező alkalmazása elfogadható, eltérő méretű alkat-
részek esetén.

Nem ilyen egyszerű a helyzet akkor, ha a vizsgált keresztmetszetben többszörös feszültséggyűjtő hatással kell számolnunk. Ilyen esetekben pontos számítást meghatározó összefüggést nem ismerünk, ezért a feszültségterhelési helyek megfelelő figyelembevétele a tervező mérlegelésére van bízva. Például, ha az agy szerelése sajtolással történik (ez megfelel a mi esetünknek is), úgy a tengely kifáradási határa csökken, azaz a növekedő túlfedéssel illesztett alkatrészek gátlástényezője növekszik. Erre példa a 13.4. táblázat ékhorony nélküli H8/u8 illesztésű tengely – agy kapcsolata; amikor is a gátlástényező értéke megegyezik az ékhorony kialakítású tengelynél levő értékekkel (a 13.4. táblázat első és 2. ábrájának összehasonlítása!).

Az előzőekben tett megfontolásokkal a gátlástényező értékét $\beta_{k\sigma} = 2,5$ nagyságúra választjuk.

A számításhoz szükség van még a tiszta lengő kifáradási határ-feszültségre (13.2. táblázatból): $\sigma_{vh} = 2800 \text{ kp/cm}^2$.

A biztonsági tényező nagysága a számértékek behelyettesítése után:

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma'_{red}}{\sigma_B} + \frac{\beta_{k\sigma}\sigma_a}{b_1 b_2 \sigma_{vh}}} = \frac{1}{\frac{145,35}{6000} + \frac{2,5 \cdot 263,3}{0,65 \cdot 0,88 \cdot 2800}} = 2,33.$$

Figyelembe véve az előírt biztonsági tényezőre vonatkozó megjegyzéseinket és a 13.42. ábrát, ezt az értéket elfogadhatónak tartjuk.

A szakaszos üzemű felvonónál az óránkénti bekapcsolások gyakorisága miatt célszerű megvizsgálni az indítási időszak kifáradással szembeni biztonsági tényezőjét.

Ebben az esetben a σ_a mellett bizonyos τ_a amplitúdójú feszültség-lengés is kialakul. Ennek nagyságát a 31. fejezet adatai alapján számítjuk. Mivel az indításkor – (a gyorsításkor – a 1,82-szeres egyenletes üzemen meghatározott kerületi erő szükséges, így a csavarónyomatékok viszonya is azonos értékű. Megjegyezzük, hogy az üzemszempontokra az előzőekben már figyelembe vettünk egy $k_d = 1,12$ tényezőt, és ezzel állandó jellegű terhelésre vezettük vissza a dinamikus – a gyorsulás okozta – határokat. Most a szakaszos üzem miatt jelentkező, az 1,82 és az 1,12 tényezők különbségéből származó csavarónyomaték amplitúdót határozzuk meg:

$$\tau_a = \tau_{max} - \tau_m.$$

Mivel a $\tau_m = 74,385 \text{ kp/cm}^2$ értékű, és ez az 1,12-szeres nyomatékterhelésnek felel meg, így az 1,82-szeres τ_{max} meghatározása:

$$\tau_{max} = \frac{\tau_m}{1,12} \cdot 1,82 = \frac{74,385}{1,12} \cdot 1,82 = 120,88 \text{ kp/cm}^2$$

és így a feszültségamplitúdó értéke:

$$\tau_a = 120,88 - 74,385 = 46,495 \text{ kp/cm}^2.$$

A biztonsági tényezőt az

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}$$

összefüggésből számíthatjuk, ahol a részbiztonsági tényezők:

$$n_\sigma = \frac{b_1 b_2 \sigma_{fa}}{\beta_{k\sigma} \sigma_a} \quad \text{és} \quad n_\tau = \frac{b_1 b_2 \tau_{fa}}{\beta_{k\tau} \tau_a}.$$

A feszültség-lengések határértékei:

$$\sigma_{fa} = \sigma_{vh} \frac{n_m - 1}{n_m}$$

(σ_{vh} a tiszta lengő hajlítás kifáradási határa)

$$\text{és} \quad \tau_{fa} = \tau_{vt} \frac{n_m - 1}{n_m},$$

(τ_{vt} a tiszta lengő csavarás kifáradási határa). A 13.1. Smith-diagramból vagy a 13.2. táblázatból:

$$\sigma_{vh} = 2800 \text{ kp/cm}^2 \quad \text{és} \quad \tau_{vt} = 1600 \text{ kp/cm}^2.$$

A statikus biztonsági tényezők:

$$\sigma \text{ feszültségre} \quad n_m = \frac{Fh}{\sigma'_{red}} = \frac{4300}{145,35} = 29,58;$$

$$\tau \text{ feszültségre} \quad n_m = \frac{\sigma_{Ft}}{\tau'_{red}},$$

$$\text{ahol} \quad \tau'_{red} = \sqrt{\frac{\sigma_m^2}{\alpha^2} + \tau_m^2}, \quad \text{mivel} \quad \sigma_m = 0,$$

$$\text{és így} \quad \tau'_{red} = 74,385 \text{ kp/cm}^2,$$

tehát

$$n_m = \frac{2200}{74,385} = 29,58.$$

Természetesen a statikus biztonsági tényezők értékei akár σ -ra, akár τ -ra számítjuk azonos nagyságúak (lásd a redukált feszültség értelmezését!).

A számértékek behelyettesítése után, a feszültséglegések határértékei:

$$\sigma_{fa} = 2800 \frac{29,58-1}{29,58} = 2705,34 \text{ kp/cm}^2$$

$$\text{és } \tau_{fa} = 1600 \frac{29,58-1}{29,58} = 1545,91 \text{ kp/cm}^2.$$

A csavarásra vonatkozó mérettényezőt a 13.16. ábra 2 jelű görbéje alapján választjuk: $b_1 = 0,65$ (az értéke megegyezik a hajlításnál felvett értékkel).

A felületi érdességi tényező a hajlításra vonatkozó b_2 -ből számítható

$$b_{2t} = 0,6b_2 + 0,4,$$

behelyettesítve:

$$b_{2t} = 0,6 \cdot 0,88 + 0,4 = 0,928.$$

A gátlástényezőt a 13.4. táblázatból vesszük:

$\beta_{kr} = 1,4$. Hasonló értékelést végezve, mint amelyet a β_{ko} -nál végeztünk a példánk adataira és jellemzőire vonatkoztatva, a $\beta_{kr} = 1,6$ értékűre vesszük fel.

A számértékeket behelyettesítve; a rész biztonsági tényezők értékei:

$$n = \frac{0,65 \cdot 0,88 \cdot 2705,34}{2,5 \cdot 263,3} = 2,35$$

és

$$n = \frac{0,65 \cdot 0,928 \cdot 1545,91}{1,6 \cdot 49,495} = 11,77.$$

A biztonsági tényező a behelyettesítés után:

$$n = \frac{2,35 \cdot 11,77}{2,35^2 + 11,77^2} = 2,30.$$

Ezt az értéket összehasonlítva az egyenletes üzemi állapotban meghatározott biztonsági tényezővel az eltérés — a τ_a feszültségamplitúdó kis értéke miatt — nem jelentős.

Határozzuk meg a munkaelmélet segítségével a biztonsági tényező értékét:

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_m}{k_0 \sigma_{Fh}} + \frac{\beta_{ko} \sigma_a}{b_1 b_2 \sigma_v}\right)^2 + 3 \left(\frac{\tau_m}{k_0 \tau_F} + \frac{\beta_{kr} \tau_a}{b_1 b_2 \tau_v}\right)^2}}.$$

Az eddig értelmezett adatokkal a biztonsági tényező értéke folyamatos üzemben:

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{2,5 \cdot 263,3}{0,65 \cdot 0,88 \cdot 2800}\right)^2 + 3 \left(\frac{74,385}{6000}\right)^2}} = 2,43.$$

Indításkor:

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{2,5 \cdot 263,3}{0,65 \cdot 0,88 \cdot 2800}\right)^2 + 3 \left(\frac{74,385}{6000} + \frac{1,6 \cdot 49,495}{0,65 \cdot 0,928 \cdot 1600}\right)^2}} = 2,31.$$

Az eredményeket megvizsgálva a tengelyt kifáradásra megfelelően találtuk megjegyezve, hogy a legkedvezőtlenebb terhelési esetet és a legkritikusabb geometriai kialakítást vettük alapul az eddigi méretezésünk-nél.

Az I-I keresztmetszet kifáradási vizsgálata, megoszló terhelés esetén, és folyamatos üzemben.

A biztonsági tényező meghatározása az

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma'_{red}}{k_0 \sigma_{Fh}} + \frac{\beta_{ko} \sigma_a}{b_1 b_2 \sigma_{vh}}}$$

összefüggéssel történik.

Az előző méretezésünk táblázati adatai, a meghatározott számértékek, az igénybevételre, és a geometriai kialakításra vonatkozó megjegyzéseink és értékelésünk erre az esetre is vonatkoznak és érvényesek. Az eltérés a hajlításból származó feszültséglegés amplitúdójának nagyságában van:

$$\sigma_a = \frac{M_{h1}}{K_x \text{ék}} = \frac{9402,21}{45,17} = 208,15 \text{ kp/cm}^2.$$

Az alkalmazható szerkezeti anyagok

Megnevezés, rendeltetés		A minőség	
		jelle	MSZ száma
Acéllemez melegen hengerelt hidegen hajlított idomacél	nem teherviselő szerkezeti elem	A 0, A 34, A 38	500
	teherviselő szerkezeti elem	A 38 A 38 X, A 38 Y, A 38 B, A 38 Ü 37 Y, 37 B, 37 C, 37 D 45 Y, 45 B 52 C, 52 D	
Cső	nem teherviselő szerkezeti elem	A 00 A 0, A 34, A 38	29/1 500
	teherviselő szerkezeti elem	A 38 A 38 X, A 38 Y, A 38 B 37 B, 37 C, 45 B, 52 C	500 6280
	normál nem teherviselő teherviselő	A 34 Sz A 34 SzK	113
Szegecs	nagy szilárdságú	A 44 SzK	
	nyers	4 A, 4 D, 4 S	
Csavar	fényes és illesztő	5 D	229
	feszített	8 G, 10 K	
Kovácsolt acél	saruk és egyéb szerkezeti elemek	A 50 C 35, C 45	500 61
Acélöntvény		Aö, 50 F Aö, 60 F	8270
Sín	négyszög keresztmetszetű darusín MSZ 6711	A 50	500
	darupályásín KP 70, 80, 100, 120*	K 62, M 62	—
	kisvasúti sín 93/18 MSZ 2801	**	—
	nagyvasúti sín 34,5 MSZ 2576 48,3 MSZ 2575	MA MA	4340 4340

* Alakszabvány: GOSZT 4121

** $\sigma_B \min = 60 \text{ kp/mm}^2 (\approx 600 \text{ N/mm}^2)$ $\sigma_B \max = 85 \text{ kp/mm}^2 (\approx 850 \text{ N/mm}^2)$ Megengedett feszültségek, kp/cm^2

		Anyagminőség és folyáshatár	Az igénybevétel módja	Terhelési eset		
				I	II	III
Lemez, idomacél és cső		A 38, A 38 X, Y, B, Ü 37 Y, B, C, D 24 $\text{kp/mm}^2 (\approx 240 \text{ N/mm}^2)$	σ_m τ_m σ_{pm}	1 600 920 2 800	1 800 1 040 3 200	2 000 1 160 3 600
		45 Y, B 30 kp/mm^2 ($\approx 300 \text{ N/mm}^2$)	σ_m τ_m σ_{pm}	2 000 1 150 3 500	2 250 1 300 4 000	2 500 1 450 4 500
		52 C, D 36 kp/mm^2 ($\approx 360 \text{ N/mm}^2$)	σ_m τ_m σ_{pm}	2 400 1 380 4 200	2 700 1 500 4 800	3 000 1 740 5 400
Szegecs*		A 34, 13, A 35, 23, 13 23 $\text{kp/mm}^2 (\approx 230 \text{ N/mm}^2)$	τ_m σ_{pm}	1 400 2 800	1 600 3 200	1 800 3 600
		A 45. 31. 13 31 $\text{kp/mm}^2 (\approx 310 \text{ N/mm}^2)$	τ_m σ_{pm}	2 000 4 000	2 300 4 600	2 600 5 200
Csavar	nyers	4A 4D 20 kp/mm^2 ($\approx 200 \text{ N/mm}^2$)	σ_m τ_m σ_{pm}	1 000 1 200 2 400	1 200 1 400 2 800	1 400 1 600 3 200
		5 D 28 kp/mm^2 ($\approx 280 \text{ N/mm}^2$)	σ_m τ_m σ_{pm}	1 200 1 600 3 200	1 400 1 900 3 800	1 600 2 200 4 400
	illesztő	5 D 28 kp/mm^2 ($\approx 280 \text{ N/mm}^2$)	σ_m τ_m σ_{pm}	1 200 2 100 4 200	1 400 2 400 4 800	1 600 2 700 5 400
		feszített,**	8G, 10K			

* Süllyesztett fej esetén a megengedett palástnyomást 25%-kal csökkenteni kell.

** Feszített csavarok (NF) méretezését a Közüti Hídszabályzat előírásai alapján kell végezni.

34.6. táblázat folytatása

	Anyagminőség és folyáshatár	Az igénybevétel módja	Terhelési eset		
			I	II	III
Kovácsolt acél	A50, C35 27 kp/mm ² (≈ 270 N/mm ²)	σ_m	1 800	2 000	2 200
		σ_{pm}	2 350	2 600	2 850
		σ_{Hm}	9 000	10 000	11 000
	C45 33 kp/mm ² (≈ 330 N/mm ²)	σ_m	2 100	2 350	2 600
		σ_{pm}	2 750	3 050	3 350
		σ_{Hm}	10 000	11 500	13 000
Acélöntvény	Aö, 50 F 28 kp/mm ² (≈ 280 N/mm ²)	σ_m	1 900	2 150	2 400
		σ_{pm}	2 450	2 750	3 050
		σ_{Hm}	9 000	10 500	12 000
	Aö, 60F 35 kp/mm ² (≈ 350 N/mm ²)	σ_m	2 200	2 500	2 800
		σ_{pm}	2 850	3 200	3 550
		σ_{Hm}	10 500	12 000	13 500
Sín***	A 50 27 kp/mm ² (≈ 270 N/mm ²)	σ_m	1 800	2 000	2 200
		σ_{Hm}	9 000	10 000	11 000
	kisvasúti 30 kp/mm ² (≈ 300 N/mm ²)	$3\sigma_m$	2 000	2 250	2 500
		σ_{Hm}	10 000	11 000	12 000
	MA 36 kp/mm ² (≈ 360 N/mm ²)	σ_m	2 400	2 700	3 000
		σ_{Hm}	12 000	13 000	14 000
K 62 M 62 36 kp/mm ² (≈ 360 N/mm ²)	σ_m	2 400	2 700	3 000	
	σ_{Hm}	12 000	13 000	14 000	

*** A folyási határok csak tájékoztató értékek.

feszültségeken kívül szereplő σ_{Hmeg} a vonalmenti felületi nyomást (Hertz-feszültség) jelenti.

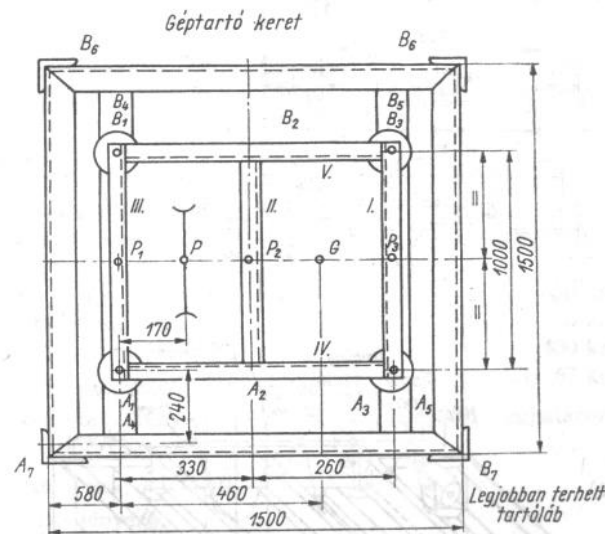
A megadott feszültségi értékek csak a hazai vagy a hazainál nem hidegebb éghajlati viszonyok közt üzemelő szabadtéri, és a +100 °C-nál nem nagyobb környezeti hőmérsékleten üzemelő csarnoki daruk szerkezeti anyagaira érvényesek. A táblázatok adatai hasonló acélszerkezetek eseteire is alkalmazhatók.

Alapvető feltétel, hogy az egyenértékű feszültség legnagyobb értéke legfeljebb 3%-kal lépheti túl a megengedett feszültséget. Ha ennél kedvez-

zőtlenebb a méretezés eredménye, úgy újból (megváltoztatott adatokkal) kell méretezni a szerkezetet.

A továbbiakban főterhelés és a rendkívüli terhelés eseteire határozzuk meg a toronylábkihajlással szembeni biztonságát és a koszorú teherbírásának ellenőrzését.

A 34.1. ábra felülnézetben mutatja a géptartó, a kereszttartó és a főtartó szerkezetet. A főtartóhoz csatlakozó toronylábakat (az L szelvényeket) is berajzoltuk természetesen leegyszerűsített ábrázolásban. Az ábrát erős torzítással rajzoltuk meg. Erre azért volt szükség, hogy a terhelési viszonyokat és a geometriai meghatározottságukat (az elhelyezését), kiemelten tudjuk megadni (lásd még a 34.2. ábrát). Megjegyezzük,



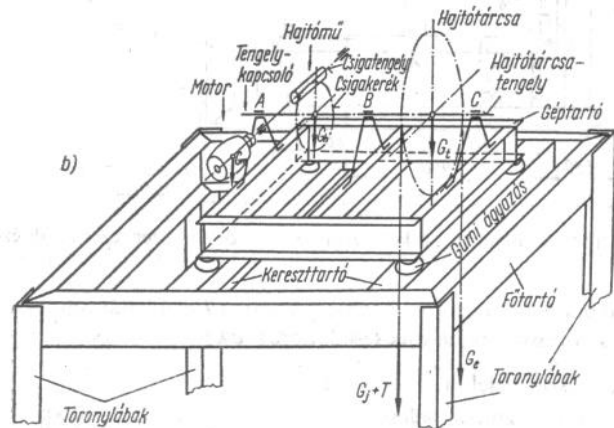
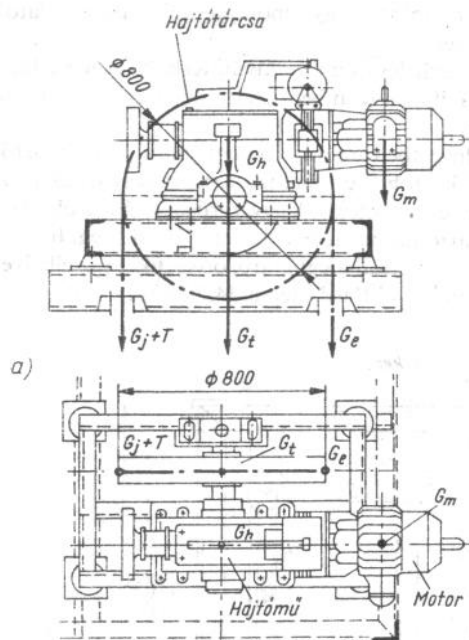
34.1. ábra. A géptartó, a kereszttartó és a főtartó szerkezet felülnézete

hogy a felvonó hasznos terhelését meghatározó T erő hatásvonalja a fülke függőleges középvonalába esik (34.3. ábra). Ez természetes.

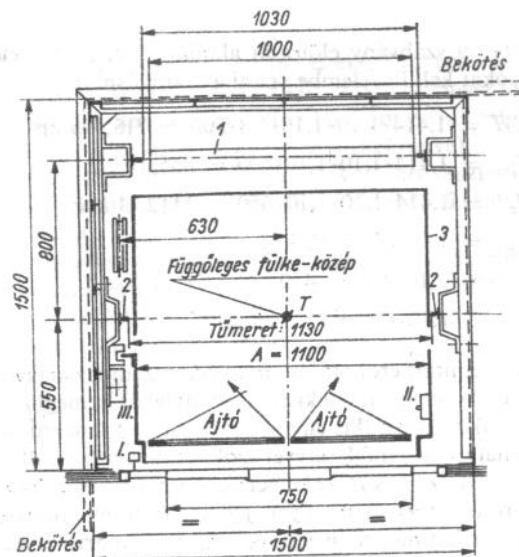
Az ábrákon bejelölt erőhatások:

a felvonó hasznosterhelése: $T = 300$ kp,

a járószék súlya (+ függesztőelem) (+ kötél tömeg): $G_j = 500$ kp,



34.2. ábra. Terhelési állapot jellemzői
a) vetületi meghatározás szerint; b) látszati kép alapján



34.3. ábra. Függőleges fülke-közép geometriai meghatározása
1. ellensúly, 2. vezetősín, 3. fülke

az ellensúly
a hajtótárcsa súlya
a csigahajtómű súlya
A hajtómotor súlya (31.1. táblázat)

$$\begin{aligned} G_e &= 650 \text{ kp,} \\ G_t &= 80 \text{ kp,} \\ G_h &= 400 \text{ kp,} \\ G_m &= 67 \text{ kp.} \end{aligned}$$

A különböző tényezők táblázatok segítségével meghatározott értékei a III. csoport szerint:

A csoporttényező: $\varphi \times 1,10$.

A dinamikus tényező:

$$\psi = 1,4 + 0,2 \left(\frac{1,4T}{1,4T + G_e + G_j} \right)^2 = 1,4 + 0,2 \left(\frac{420}{1570} \right)^2 = 1,414.$$

A T erőhatásnál az 1,4 szorzó azért szerepel, mert a hasznos terhelés 40%-os túlerhelésével kell számolni az érvényben levő előírások szerint.

A sebességi tényező: $\varphi_v = 1,10$, mivel

$$v = 0,7 \frac{m}{s} = 42 \frac{m}{min}$$

Az MSZ 9749-69 szabvány előírásai alapján főterhelés esetén a következő erőhatásokat kell figyelembe venni a számításnál:

$$T' = \varphi\psi\varphi_v 1,4T = 1,414 \cdot 1,10 \cdot 1,10 \cdot 1,4 \cdot 300 = 718,595 \text{ kp};$$

$$G'_j = \varphi\psi\varphi_v G_j = 1,414 \cdot 1,10 \cdot 1,10 \cdot 500 = 855,47 \text{ kp};$$

$$G'_e = \varphi\psi\varphi_v G_e = 1,414 \cdot 1,10 \cdot 1,10 \cdot 650 = 1112,11 \text{ kp};$$

$$G'_t = \varphi G_t = 1,10 \cdot 80 = 88 \text{ kp};$$

$$G'_h = \varphi G_h = 1,10 \cdot 400 = 440 \text{ kp};$$

$$G'_m = \varphi G_m = 1,10 \cdot 67 = 73,7 \text{ kp}.$$

Az előzőekben számított erőhatások, mint párhuzamos hatásvonalú térbeli erőrendszer fejt ki hatását. Ezeknek a toronylábakra meghatározható erőhatásait a gyakorlatban (kis elhanyagolással) kéttámaszú tartók reakcióerőinek meghatározási módszerével szokásos számítani. Pl. 34.1. ábra szerint számíthatók az *A* és *B* reakcióerők. Természetesen folytatni lehet a szerkezet erőtan vizsgálatát ilyen jellegű tartófelbontásokkal. Ennek egyszerűsége mellett még az is előnye, hogy a géptartó keretnek, a keresztartónak és a főtartó szerkezetnek is könnyen meghatározható az igénybevétele.

Megjegyezzük, hogy ezeket elsősorban hajlításra méretezzük, és a lehajlásukat ellenőrizni kell. Általában nyugvó terheléskor a támaszköznek alábbi hányadát írjuk elő, mint megengedhető határalakváltozást:

gépházi tartószerkezet 0,9 m/s menetsebességű felvonóig bezárólag

$$\frac{l}{1200};$$

0,9 m/s menetsebesség felett

$$\frac{l}{2000};$$

kerékházi tartószerkezet

$$\frac{l}{1400};$$

a felvonó tartószerkezetét alátámasztó

$$\frac{l}{1500}.$$

A különböző tartók lehajlásainak meghatározása a 8.4. táblázat összefüggései szerint történhet.

Visszatérve a toronyláb terhelésének megállapítására megemlíjtjük, hogy a számítás során a tartók folyóméter súlyát is figyelembe vettük. Az alkalmazott szelvényeknél: A melegen hengerelt U-acélnál (*U-80*): $G = 8,64 \text{ kp/m}$. A hengerelt egyenlőszárú *L*-acél folyómétersúlya,

(*L 80×80×8*): $G = 9,63 \text{ kp/m}$. Ezekkel az értékekkel mint megoszló erőrendszerrel végeztük a számítást. A kihajlólóssz feletti tartóláb hosszúságát a méretezésnél $l = 10 \text{ m}$ értékűre vettük fel (természetesen ez a szintek számának és magasságának a függvénye).

A számítást nem részletezzük. A torony összterhelése: $F_3 = 3847,9 \text{ kp}$. A legjobban terhelt toronyláb a *B7* jelzésű. Ennek terhelése: $F = 2106,3 \text{ kp}$.

A kihajlás vizsgálatát el kell végezzük a *B.7.* jelű láb egyedi terhelésének esetére, és a 11. fejezet 3. pontjának megfelelően is.

Az *A* jelű hengerelt egyenlőszárú *L*-acélban ébredő nyomófeszültség: ($A = 12,3 \text{ cm}^2$):

$$\sigma_{ny} = \frac{2106,3}{12,3} = 171,24 \text{ kp/cm}^2.$$

A rúdra jellemző karcsúsági tényező:

$$\lambda_\eta = \frac{l}{i_\eta},$$

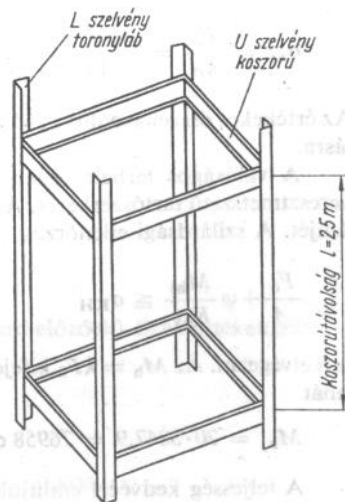
ahol l a koszorúk távolsága egymástól. A 34.4. ábra szerint $l = 2,5 \text{ m}$ vesszük fel. A kihajlás természetesen az η tengely, mint hajlítás tengely körül következne be: $i_\eta = 1,55 \text{ cm}$. A számértékeket behelyettesítve:

$$\lambda_\eta = \frac{200}{1,55} = 129,03.$$

A 11.7. táblázatból a 37 szilárdsági csoport esetén interpolációt végezve: $\sigma_{KH} \approx 580 \text{ kp/cm}^2$ a kihajlási határfeszültség tartozik a $\lambda = 129,03$ értékhez.

Mivel $580 > 171,24$ így a rúd megfelelő.

Ha úgy tekintjük a terhelési esetet, mint központosan nyomott-osztott keresztmetszetű rudak igénybevétele, akkor a 11. fejezet 3. pontja szerint egy ideális karcsúsági tényezőt kell meghatározni. A jelen



34.4. ábra. Koszorúk távolságának értelmezése

esetben:

$$\lambda_{ix} = \lambda_{iy} = \sqrt{\lambda_x^2 + \frac{m_x}{2} \lambda_\eta^2},$$

ahol $\lambda_x = \frac{l}{i_x} = \frac{200}{2,42} = 82,64,$

és $\lambda_\eta = \frac{l}{i_\eta} = \frac{200}{1,55} = 129,03.$

Az ideális karcsúsági tényezőt a 11.8. táblázat f ábrája alapján határozhatjuk meg, ahol $m_x = 2$, tehát számértékekkel:

$$\lambda_{ix} = \lambda_{iy} = \sqrt{82,64^2 + \frac{2}{2} 129,03^2} = 153,23.$$

A 11.7. táblázatból ehhez az értékhez tartozó kihajlási határfeszültség:

$$\sigma_{KH} = 444 \text{ kp/cm}^2.$$

Központosan terhelve az ébredő feszültség:

$$\sigma_{ny} = \frac{F_\delta}{4A} = \frac{3847,9}{4 \cdot 12,3} = 78,21 \text{ kp/cm}^2.$$

Az értékeket összehasonlítva: $444 > 78,21$, tehát a torony megfelel kihajlásra.

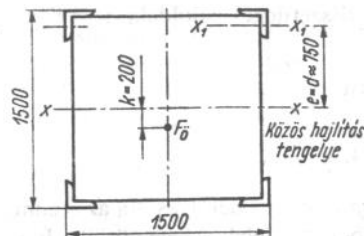
A valóságos terhelés jelen esetben külpontosan nyomott-osztott keresztmetszetű tartószerkezet. A 34.5. ábrán mutatjuk be a terhelés modelljét. A szilárdsági ellenőrzést az eredő nyomófeszültség kifejezésével

$$\frac{F_\delta}{A} + \psi \frac{M_{hj}}{K_{ny}} \leq \sigma_{KH}$$

kell elvégezni. Az $M_h = kF_\delta$ kifejezésben $k = 20 \text{ cm}$ a 34.5. ábra szerint tehát

$$M_{hj} = 20 \cdot 3847,9 = 76958 \text{ cm} \cdot \text{kp}.$$

A teljesség kedvéért említjük meg, hogy bizonyos elhanyagolással éltünk, ti. az F_δ támadáspontja nem esik pontosan bele a szimmetria-tengelybe.



34.5. ábra. Külpontosan nyomott tartószerkezet

A keresztmetszeti tényező meghatározása a 34.5. ábra alapján lehetséges. A Steiner-tételt alkalmazva a másodrendű nyomaték a négy toronylábszelvényénél:

$$I_\delta = 4I_{x1} + 4d^2A.$$

A számértékeket behelyettesítve:

$$I_\delta = 4 \cdot 72,3 + 4 \cdot 750^2 \cdot 12,3 = 27675289,2 \text{ cm}^4.$$

A keresztmetszeti tényező:

$$K_{ny} = \frac{I_\delta}{e} = \frac{27675289,2}{750} = 36900,4 \text{ cm}^3.$$

A ψ tényező kifejezése a 11.9. táblázatból:

$$\psi = \frac{1}{1 - 1,15\gamma \left(\frac{\lambda_i}{100}\right)^2},$$

ahol

$$\gamma = \frac{F_\delta}{A\sigma_{KH}}.$$

A $\sigma_{KH} = 444 \text{ kp/cm}^2$ a táblázatból (lásd előzőek). Számértékekkel:

$$\gamma = \frac{3847,9}{4 \cdot 12,3 \cdot 444} = 0,176$$

és

$$\psi = \frac{1}{1 - 1,15 \cdot 0,176 \left(\frac{153,23}{100}\right)^2} = 1,906,$$

Az eredő nyomófeszültség az összefüggés baloldalán:

$$78,21 + 1,906 \frac{76958}{36900,4} < \sigma_{KH},$$

vagyis $82,185 < 444.$

tehát a külpontos nyomás csak kismértékben befolyásolta az eredményt. A tartószerkezet ilyen szempontból megfelel. Megemlítjük, hogy az MSZ 15024/1-75 szabvány 3.346 pontjában előírt, és e könyvben a 11. fejezetben említett hevederkialakítást nem tartottuk be. Emlékeztetőül:

a $\lambda_{\eta} = \frac{c}{i_{\eta}} \cong 50$ a feladatunknál nem teljesül ($\lambda_{\eta} = 129,03$), ezért bár a megoldás szilárdságtanilag jó, mégis szükség van arra, hogy a hevederezést a szabvány előírásainak megfelelően átalakítsuk. Ennek elvégzését, és az újbóli számítást az olvasóra bízunk.

Az acélszerkezet ellenőrzését a rendkívüli terhelés esetére is el kell végezni. Az előzőekben már említettük, hogy ebben az esetben sem a csoporttényezővel, sem a dinamikus tényezővel nem kell számolni. A felvonók esetén a fogókészülék működésekor fellépő erőhatások a mértékadóak, mint rendkívüli terhelést okozó igénybevételek. Ezek nagysága:

Fülkénél: $F_{M1} = k_d(G_f + 1,4 T);$

Ellensúlynál: $F_{M2} = k_d 1,2 G_e.$

Az összefüggésekben:

- G_f a fülke súlya;
- T a felvonó hasznos teherbírása;
- G_e az ellensúly nagysága;
- k_d a fékezés következményeként jelentkező dinamikus hatásokat figyelembe vevő tényező.

Értéke:

Merev fogókészüléknél: $k_d = 4;$

Fékező fogókészüléknél: $k_d = 2.$

Megjegyezzük, hogy a vezetősínek ellenőrzését ezek szerint kell kihajlásra meghatározni. A felvonó fülkéjének vezetésére a sínek (legalább egy pár) esetén F_{M1} , az ellensúly vezetésére F_{M2} értékével kell a számítást elvégezni. Az ellensúlyra csak akkor kell fogókészülék, ha pályája nem a talajon végződik.

Mivel jelen esetben a toronyszerkezetre végezzük el az ellenőrzést, ezért a szerkezet súlyával is számolnunk szükséges. A legkedvezőtlenebb esetet vizsgálva az eredőterhelés:

$$F_e = F_{M1} + F_{M2} + G_t + G_n + G_m + \text{acélszerkezet súlya.}$$

Az összefüggésben az előzőek alapján:

$$F_{M1} = 4(500 + 1,4 \cdot 300) = 3680 \text{ kp.}$$

és

$$F_{M2} = 2 \cdot 1,2 \cdot 650 = 1560 \text{ kp.}$$

A számértékeket behelyettesítve (a tartók folyómétersúlyával is számolunk) a részletes számítást nem közölve:

$$F_e = 6537 \text{ kp.}$$

A 34.6. ábra felülnézetben mutatja a különböző erők hatásvonalait (az ábrán természetesen ezek pontokként jelennek meg). Ezek erőhatásai a négy lábra közel azonos értékűek:

$$F_1 = 1908 \text{ kp.}$$

$$F_2 = 1769 \text{ kp.}$$

$$F_3 = 1462 \text{ kp.}$$

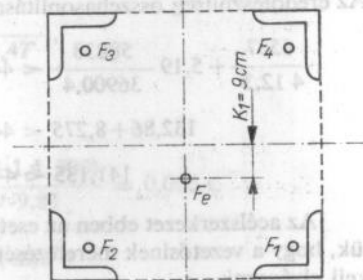
$$F_4 = 1398 \text{ kp.}$$

A kihajlásra méretezést nem végezzük el, mivel a lábak terhelése kisebb, mint a főterhelés esetén számított. A külpontosan nyomott-osztott keresztmetszetű tartószerkezet eredő nyomófeszültség értékének ellenőrzése az

$$\frac{F_e}{A} + \psi \frac{M_h}{K_{ny}} \cong \sigma_{KH}$$

összefüggéssel történik.

Az összefüggésben $M_h = F_e k_1$. A 34.5. ábrához hasonlóan a 34.6. ábrán rajzoltuk meg az erőeloszlásokat. Kismérvű elhanyagolással az



eredő helyét meghatározó $k_1 = 9$ cm értékű. Az ébredő hajlítónyomaték:

$$M_h = 9 \cdot 6537 = 58833 \text{ cm} \cdot \text{kp.}$$

A ψ tényező kifejezése:

$$\psi = \frac{1}{1 - 1,15\gamma \left(\frac{\lambda_i}{100}\right)^2}$$

$$\text{ahol } \gamma = \frac{F_e}{A\sigma_{KH}} = \frac{6537}{4 \cdot 12,3 \cdot 444} = 0,299,$$

tehát

$$\psi = \frac{1}{1 - 1,15 \cdot 0,299 \left(\frac{153,23}{100}\right)^2} = 5,19.$$

Az eredőfeszültség összehasonlítása a σ_{KH} értékkel:

$$\frac{6537}{4 \cdot 12,3} + 5,19 \frac{58833}{36900,4} < 444;$$

$$132,86 + 8,275 < 444;$$

$$141,135 < 444.$$

Az acélszerkezet ebben az esetben is megfelel. Ismételt megemlítjük, hogy a vezetősínek méretezését feltétlen a rendkívüli terhelési esetre kell elvégezni.

Érdekességképpen meghatározzuk a fogókészülék működésének kezdetétől a fékezés befejezéséig fellépő terhelőerőt. Az esetleg bekövetkező zuhanást $h = 250$ mm nagyságúra határoljuk, ekkor már működésbe kell lépnie a fogókészüléknek. A felvonó haladjon lefelé $v_0 = 0,7$ m/s sebességgel.

Zuhanás esetén a $h = 0,250$ m út végén a sebesség:

$$v = \sqrt{v_0^2 + 2gh} = \sqrt{0,7^2 + 2 \cdot 9,81 \cdot 0,25} = 2,32 \text{ m/s.}$$

A fékezés megkezdésekor a mozgási energia:

$$E_m = \frac{(G_T + 1,4T)v^2}{2g} = \frac{(500 + 1,4 \cdot 300) \cdot 2,32^2}{2 \cdot 9,81} = 252,39 \text{ kp} \cdot \text{m.}$$

Ezt az energiát a súrlódóerő (a terhelőerő) munkája emésztí fel $s = 10$ cm = 0,1 m fékúton.

A fellépő terhelőerő:

$$F = \frac{W}{s} = \frac{E}{s} = \frac{252,39}{0,1} = 2523,9 \text{ kp.}$$

A számítást a fülkére végeztük el. A felvett értékkel meghatározott F erő (tulajdonképpen ez hat) kisebb, mint a számpéldánál meghatározott dinamikus erőhatás $F_{M1} = 3680$ kp, tehát az eddigi számításoknál a biztonság felé tévedtünk.

Kiszámítjuk a zuhanás és a fékezés időtartamát. A zuhanás ideje:

$$t_1 = \frac{v - v_0}{g} = \frac{2,32 - 0,7}{9,81} = 0,165 \text{ s.}$$

A fékezés ideje:

$$t_2 = \frac{v}{a}, \quad \text{ahol } a = \frac{E}{G_T + 1,4T \cdot g}$$

Behelyettesítve:

$$t_2 = \frac{v(G_T + 1,4T)}{Fg} = \frac{2,32(500 + 1,4 \cdot 300)}{2523,9 \cdot 9,81} = 0,086 \text{ s.}$$

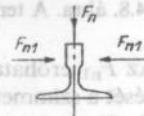
A fékezés alatt a lassulás: $a = 26,91 \text{ m/s}^2$.

A továbbiakban a tartólábakat összekötő koszorúk igénybevételel határozzuk meg. A vezető sínekre ható vízszintes erőhatások meghatározása (34.7. ábra).

$$F_n = \varphi \psi \varphi_v \frac{1,4 \cdot T A}{h_v}$$

és

$$F_{n1} = \varphi \psi \varphi_v \frac{1,4 \cdot T B}{h_v}$$



34.7. ábra. A vezető sínekre ható vízszintes erőhatások meghatározása

ahol h_v a vezető elemek távolsága ($h_v = 250$ cm). A többi tényező már ismert az előzőekből, ill. a 34.3. ábráról leolvasható. Az ellensúly vezetősíre hasonlóan értelmezhető összefüggéseket írhatunk fel. Ezeknek hatá-

sát a jelenlegi számításnál elhanyagoljuk. A fülke és az ellensúly vezető-síneknek a vízszintes erőhatásokra bekövetkező alakváltozása a jelenlegi előírások szerint 7 mm-nél nem lehet nagyobb. Az alakváltozási összefüggéseket a 8.4. táblázat megfelelő modellje szerint lehet kiválasztani.

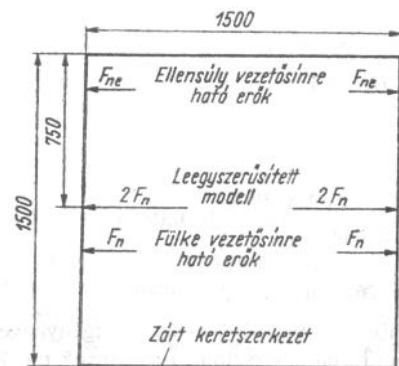
A számszerűen meghatározható vízszintes erőhatások:

$$F_n = 1,1 \cdot 1,414 \cdot 1,1 \frac{1,4 \cdot 300 \cdot 110}{6 \cdot 250} = 52,696 \text{ kp}$$

és

$$F_{n1} = 1,1 \cdot 1,414 \cdot 1,1 \frac{1,4 \cdot 300 \cdot 100}{12 \cdot 250} = 23,95 \text{ kp.}$$

A lehetséges legegyszerűbb megoldási modellre törekedve a 34.8. és 34.9. ábrán látható zárt keretszerkezet vizsgálatát végezzük el.



34.8. ábra. A terhelési modell leegyszerűsítése

Az F_{n1} erőhatás elhanyagolását, és az F_n erő hatásvonalának át-helyezését a szimmetriatengelyre úgy egyenlítőjük ki, hogy $2F_n$ erővel dolgozunk, és a szimmetriatengelyben két egyensúlyban levő erővel terhelt keretszerkezetet vizsgálunk. Ez a terhelési eset a valóságosnál nagyobb igénybevételt jelent, ugyanakkor a megoldása lényegesen egyszerűbb, mint az ettől eltérő. A zárt keretszerkezet még akkor is háromszorosan statikailag határozatlan, ha a szerkezet a reakció erők szerint statikailag határozott. Ilyenkor három ún. Castigliano-tétellel kifejezhető egyenlet írhatunk fel, amelyek statikai úton nem határozhatók meg.

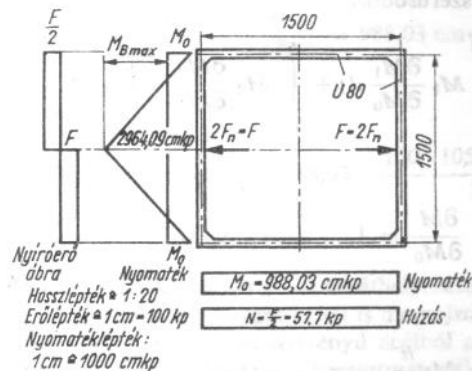
Ezek az egyenletek azt fejezik ki, hogy a zárt keretszerkezet bármely keresztmetszetében szétvágva (vizsgálva), az elvágás helyén a két rúdvég síkja egymáshoz képest (34.10. ábra):

I. nem fordul el $\frac{\partial u}{\partial M_a} = 0$;

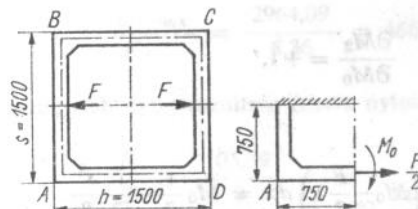
II. a keresztmetszet a saját síkjában nem csúszik el $\frac{\partial u}{\partial V} = 0$;

III. a keresztmetszet a saját síkjára merőleges irányban sem moz-dul el $\frac{\partial U}{\partial N} = 0$.

Ezek a feltételek a zárt keretszerkezet kialakítása következménye-ként természetesen. Az összefüggésekben; U a deformációs munkát, M_0 a vizsgált keresztmetszetben a nyomatékot, V a nyíróerőt, N a normális



34.9. ábra. A terhelési modell igénybevételének meghatározása



34.10. ábra. Vázlat a Castigliano-tétel alkalmazásához

erőt jelenti. A deformációs munkát az egész szerkezetre kell meghatározni, de rendszerint elegendő a hajlítónyomatékok munkáját figyelembe venni, a nyíróerők és a rúdírányú erők munkája elhanyagolható. Ha a zárt keretszerkezet alak és terhelés szerint is két szimmetriatengelyű vizsgálatra vezethető vissza, úgy egyszerűen határozatlan esetről van szó.

Ilyenkor a $\frac{\partial U}{\partial M_0} = 0$ egyenlet (Castigliano-tétel) írható fel és a megoldás nagymértékben leegyszerűsödik.

A kétszeres szimmetria miatt elégséges a keretszerkezet negyedét vizsgálni (34.10. ábra).

A keresztmetszetek a kereten belül állandók, így

$$\frac{\partial U}{\partial M_0} = \frac{\partial U_1}{\partial M_0} + \frac{\partial U_2}{\partial M_0} = \varphi = 0$$

összefüggés tovább egyszerűsödik:

$$\frac{\partial U}{\partial M_0} = \frac{1}{EI} \left[\int_0^{h/2} M_1 \frac{\partial M_1}{\partial M_0} dy + \int_0^{s/2} M_2 \frac{\partial M_2}{\partial M_0} dx \right] = 0.$$

Az A rúdra

$$M_1 = M_0 \quad \text{és} \quad \frac{\partial M}{\partial M_0} = 1,$$

így

$$\int_0^{h/2} M_1 \frac{\partial M}{\partial M_0} dy = M_0 \frac{h}{2}.$$

A B rúdra

$$M_2 = M_0 - \frac{F}{2} x \quad \text{és} \quad \frac{\partial M_2}{\partial M_0} = +1,$$

így

$$\int_0^{s/2} M_2 \frac{\partial M_2}{\partial M_0} dx = \int_0^{s/2} \left(M_0 - \frac{F}{2} x \right) dx = M_0 \frac{s}{2} - \frac{F s^2}{8}.$$

Behelyettesítve az alapösszefüggésbe.

$$\frac{\partial U}{\partial M_0} = M_0 \frac{h}{2} + M_0 \frac{s}{2} - \frac{F s^2}{8} = 0,$$

ebből

$$M_0 = \frac{F s}{8} \frac{s}{h+s}.$$

A számítási adatai: $F = 105,39$ kp,

$$s = 150 \text{ cm},$$

$$h = 150 \text{ cm}.$$

A kifejezésbe behelyettesítve:

$$M_0 = \frac{105,39 \cdot 150}{8} \frac{150}{150+150} = 988,03 \text{ cm} \cdot \text{kp}.$$

A B rúdszakaszra vonatkozó

$$M_{B \max} = M_0 - \frac{s}{2} \frac{F}{2} = 988,03 - \frac{150}{2} \frac{105,39}{2} = -2964,09 \text{ cm} \cdot \text{kp}.$$

A számított adatok alapján és az erőáthelyezések jellege szerint (34.10. ábra) a rúdszakaszok igénybevételeit is megrajzoltuk a 34.9. ábrán.

A koszorúkat U 80-as szelvényű acélból alakítjuk ki. A beépítés szerint a hajlítás tengelye az y , a keresztmetszeti tényező $K_y = 6,36 \text{ cm}^2$ és a keresztmetszet területe: $A = 11,0 \text{ cm}^2$.

A legnagyobb feszültség értéke hajlításnál:

$$\sigma_h = \frac{M_{hJB \max}}{K_y} = \frac{2964,09}{6,36} = 466,06 \text{ kp/cm}^2.$$

A legnagyobb nyírófeszültség (tisztá nyírásra):

$$\tau_{\max} = \frac{F}{A} = \frac{105,39}{11,0} = 4,79 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}.$$

Az eredő feszültség a munkatétel alapján:

$$\sigma_{\text{eredő}} = \sqrt{\sigma_{\text{h}}^2 + 3\tau_{\text{max}}^2} = \sqrt{466,06^2 + 3 \cdot 4,79^2} = 466,14 \text{ kp/cm}^2.$$

Ezt a feszültséget kell összehasonlítani a 34.6. táblázat A.38 anyagminőség I. terhelési eset $\sigma_{\text{m}} = 1600 \text{ kp/cm}^2$ értékével. Megállapíthatjuk, hogy a koszorú szilárdságtani szempontból megfelel. Természetesen a koszorú összeszerelésénél vannak bizonyos gyengítések, de ezek egyrészt nem a legnagyobb igénybevétel helyén vannak, másrészt ezek feszültséggyűjtő hatásait is kiegyenlíti a nagymérvű teherbírás többlet, amely a méretezésből kiderült. Az A rúdszakaszon húzás + hajlítás ébred, de ez jóval kisebb, mint a B_{max} -nál keletkező feszültség, ezért ezt nem számítjuk ki.

35. Tengelykapcsolóval összekapcsolt gépek dinamikai és lengéstanai vizsgálata

Összekapcsolt gépek tengelykapcsolóinak kiválasztásához, ill. méretezéséhez a hajtó- és hajtott gépek üzemi jellemzőit és a tengelykapcsoló dinamikai tulajdonságait kell ismerni. A dinamikai és a lengéstanai elemzés feladata:

felderíteni a tengelykapcsoló és a kapcsolat kölcsönhatásait, egyrészt, hogy pontosan megállapíthassuk a kapcsolót terhelő nyomaték értékét — amivel a kapcsolót pontosabban tudjuk szilárdságilag méretezni — másrészt, hogy megfelelő dinamikai és lengéstanai viselkedésű rendszert hozhassunk létre.

Az összekapcsolt rendszer jellemzői legtöbbször közvetlenül nem, vagy csak igen nehezen határozhatók meg. Számításainkban úgy járunk el, hogy tapasztalati adatokra támaszkodva (pl. dinamikus szorzótényező) előzetesen méretezzük, ill. kiválasztjuk a tengelykapcsolót, és ennek ismeretében az összekapcsolt rendszert ellenőrizzük dinamikailag, ill. lengéstanilag.

A hajtott gépek dinamikai jellemzői. A hajtott gépek (munkagépek) sokféle üzemi igényűek, és ezért a dinamikai tulajdonságaik is változatosak lehetnek. Meghatározott munkafolyamat, ill. meghatározott munkavégzési körülmények esetében összefüggés van a munkagép fordulatszámja és nyomatékigénye között, ezt a munkagépek jelleggörbéjének nevezzük. Megkülönböztethető esetek (35.1. ábra):

1. A munkafolyamatok egy részénél a nyomatékigény a fordulatszámától csak kismértékben függ, ezért

$$M \approx \text{konst.}$$

Ezeknél a teljesítményszükséglet arányos a fordulatszámmal (pl. emelőgép; dugattyússzivattyú változatlan emelőmagasság esetén; dugattyús kompresszorok változatlan nyomás esetén, folyamatos hengerművek, szállítószalagok, örlőberendezések stb.).

A számításához szükséges további adatok összefoglalása:

A redukált közép feszültség:

$$\sigma'_{red} = 145,35 \text{ kp/cm}^2.$$

A határigénybevételi (folyáshatár) szorzó: $k_0 = 1,7$.

Folyáshatár hajlításra: $\sigma_{Fh} = 4300 \text{ kp/cm}^2$.

Mivel a $k_0 \sigma_{Fh} > \sigma_B (7310 > 6000)$, ezért a $k_0 \sigma_{Fh}$ -helyett a σ_B értéket kell az összefüggésbe behelyettesíteni.

A gátlástényező értéke: $\beta_{k\sigma} = 2,5$;

A mérettényező nagysága: $b_1 = 0,65$;

A felületi érdességi tényező: $b_2 = 0,88$;

A tiszta lengő hajlítás kifáradási határa: $\sigma_{vh} = 2800 \text{ kp/cm}^2$.

A számértékek behelyettesítése után:

$$n = \frac{1}{\frac{145,35}{6000} + \frac{2,5 \cdot 208,15}{0,65 \cdot 0,88 \cdot 2800}} = 2,86.$$

Az indítási időszak alatti vizsgálatnál a biztonsági tényezőt meghatározó összefüggés:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}},$$

ahol a részbiztonsági tényezők kifejezései:

$$n_\sigma = \frac{b_1 b_2 \sigma_{fa}}{\beta_{k\sigma} \sigma_a} \quad \text{és} \quad n_\tau = \frac{b_1 b_2 \tau_{fa}}{\beta_{k\tau} \tau_a}.$$

Az eddig számított értékek (az előzőekben már felhasznált vagy meghatározott adatokat ismételten nem közöljük) összefoglalása:

A feszültséglengések határértékei: $\sigma_{fa} = 2705,34 \text{ kp/cm}^2$,

és $\tau_{fa} = 1545,91 \text{ kp/cm}^2$;

A csavarásra vonatkozó felületi érdességi tényező: $b_{2t} = 0,928$;

A csavarásra érvényes gátlástényező: $\beta_{k\tau} = 1,6$;

A csavaró feszültséglengés amplitúdója: $\tau_a = 46,495 \text{ kp/cm}^2$;

A csavarásra vonatkozó részbiztonsági tényező értéke:

$$n_\tau \cong 11,77;$$

A hajlításra vonatkozó részbiztonsági tényezőt meg kell határoznunk:

$$n_\sigma = \frac{b_1 b_2 \sigma_{fa}}{\beta_{k\sigma} \sigma_a}.$$

Behelyettesítve a számértékeket:

$$n_\sigma = \frac{0,65 \cdot 0,88 \cdot 2705,34}{2,5 \cdot 208,15} = 2,9.$$

A biztonsági tényező meghatározása az n_σ és az n_τ behelyettesítése után:

$$n = \frac{11,77 \cdot 2,9}{\sqrt{11,77^2 + 2,9^2}} = 2,82.$$

Mint ahogy az természetesen várható volt, a megoszlóterhelésű tengely esetére a biztonsági tényezők nagyobb értékűek, tehát a tengely megbízhatóságáról kedvezőbb képet nyújtanak.

A teljesség kedvéért megjegyezzük, hogy ha nem látjuk biztosítva az egyenletes megoszlóterhelés kialakulását az agy és a tengely között, úgy a tengely kifáradással szembeni megbízhatósága, ill. biztonsági tényezője az előzőekben számított értékek között van (például a folyamatos üzem esetén: $2,33 < n < 2,86$).

Azért, hogy ismételten kiemeljük a tervező körültekintő, lehetőleg minden körülményt figyelembe vevő és értékelő munkáját, ellenőrizzük úgy a tengelyt, mintha kéttámaszú tartó lenne és koncentrált erőhatás terhelné (33.3. ábra, és 33.2. táblázat).

A hajlítóigénybevétel okozta feszültséglengés nagyságának kivételével minden eddigiekben felhasznált adatot és értékelést felhasznalunk.

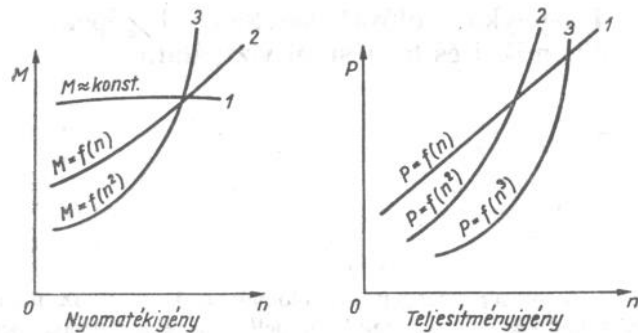
A feszültséglengés amplitúdója:

$$\sigma_a = \frac{M_{h \max}}{K_x \cdot \text{ék}}.$$

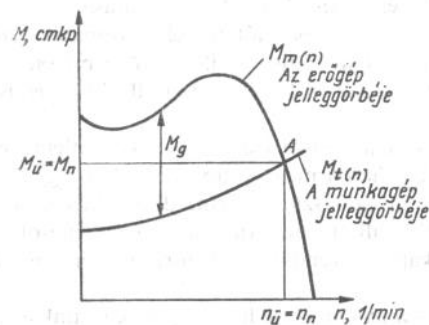
Behelyettesítve a 33.2. táblázatból $M_{hj \max} = 15382,56 \text{ cm} \cdot \text{kp}$ nyomatékértéket:

$$\sigma_a = \frac{15382,56}{45,17} = 340,55 \text{ kp/cm}^2.$$

A folyamatos üzem esetére alkalmazott biztonsági tényezőt meghatározó



35.1. ábra. Munkagépek jelleggörbéi



35.2. ábra. Munkapontra (A) felfutás jellemzése

2. A munkagépek más részénél a nyomatékszükséglet közel egyenesen arányos a fordulatszámmal, a teljesítményszükséglet négyzetesen nő (pl. simítóhengerek kalanderek, egyes sajtó típusok stb.).
3. Egy jellegzetes csoport, amelynél a hajtónyomaték a folyadéksúrlódás, vagy légellenállás legyőzésére fordítódik (pl. centrifugálszivattyúk, ventilátorok üzeme stb.).
Ezeknél a nyomaték gyakorlatilag a fordulatszám négyzetével, a teljesítmény a fordulatszám köbével arányos.

Ha a tengelykapcsolóval összekapcsolt hajtó és hajtott gép esetén megvannak az egyenletes sebességű (fordulatszámú) folyamatos munkavégzés feltételei, akkor a két gép közötti egyensúly a jelleggörbék metszéspontjának megfelelő „A” munkapontban történik (35.2. ábra).

A hajtó és a hajtott gép nyomatékának egyenlősége azonos fordulatszám mellett, ebben a pontban teljesül. Ekkor az $M_u = M_n$ és $n_u = n_n$ tehát állandósul az üzemi nyomaték és az üzemi fordulatszám.

Az ábrán M_g a gyorsítónyomaték, amely a munkapontra felfutás közbeni hajtó és a hajtott gép nyomatékgörbéinek mindenkor különbsége.

A munkapontban $M_g = 0$.

A hajtó gépek dinamikai jellemzői. Hajtó gépként (erőgép) igen elterjedtek a villamos motorok, ezek közül is a rövidrezárt forgórésű (kalickás) indukciós motorok.

Az Egyesült Villamosgépgyár háromfázisú aszinkron motorsorozata szerszámgépek, szivattyúk, kompresszorok, szállítószalagok, szellőzők hajtására, valamint a gépipar és a mezőgazdaság széles területén való felhasználásra alkalmas.

A rövidrezárt forgórésű motorok előnyei:

- egyszerű szerkezeti felépítés,
- nagy üzembiztonság,
- csekély karbantartási igény,
- viszonylag nagy indítási nyomaték,
- közel állandó fordulatszám.

A VZ szabványmotorok családjából a 4 pólusú kivétel választékát a 35.1. táblázat tartalmazza. Megjegyezzük, hogy a motor nyomatékgörbét (jelleggörbét) a kivétel pólusszáma befolyásolja.

A jelleggörbét, és a gyorsítónyomaték lefolyását mutatja a 35.3. ábra. Az ábrán a jelölések:

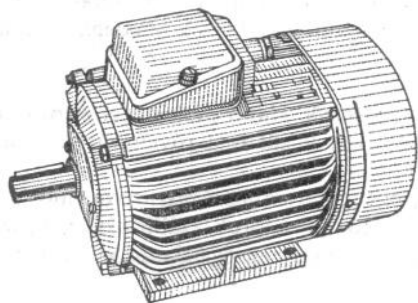
- M_m a motor nyomatékgörbéje,
- M_n névleges nyomaték = M_n ,
- M_i indítónyomaték,
- M_b billenőnyomaték (legnagyobb nyomaték),
- n_u n_n = névleges fordulatszám,
- n_{sz} aszinkron fordulatszám,
- M_t a terhelőnyomaték (a munkagép jelleggörbéje),
- M_{gk} a közepes gyorsítónyomaték,
- M_g a gyorsítónyomaték,
- $1,6 M_n$ = az MSZ 152 által előírt legkisebb nyomatékérték, amelynél M_b értéke nagyobb.

Az indítónyomaték általában nagyobb a névleges (üzemi-) nyomatéknál ($M_i > M_n$), és ez előnyös, mert így a gép terhelés alatt is el tud indulni. Hátrányos azonban, hogy az M_i az áram bekapcsolásának pillanatában

35.1. táblázat

380 V 50 Hz

Háromfázisú zárt motorok rövidrezárt forgórészsel

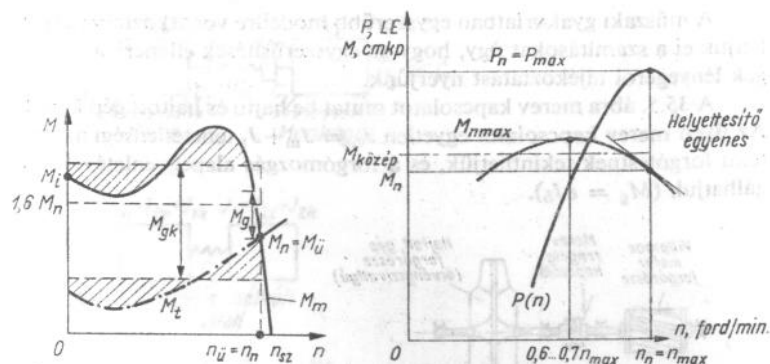


Typus	P_n , kW	n , f/p	I_n , A	$\cos \varphi$	η , %	l_1/l_n	$\frac{M_b}{M_n}$	$\frac{M_1}{M_n}$	GD^2 , kp·m ²	Tömeg, kg
VZ 80 r 4	0,55	1425	1,6	0,75	70	4,5	2,8	2,2	0,008	15
VZ 80 h 4	0,75	1420	2,0	0,78	76	4,6	2,8	2,2	0,0105	16
VZ 90 S 4	1,1	1435	2,7	0,76	80	4,9	2,8	2,3	0,0135	20
VZ 90 L 4	1,5	1430	3,8	0,79	78	5,1	2,8	2,3	0,0175	24
VZ 100 Lr 4	2,2	1435	5,0	0,81	81	5,1	2,7	1,8	0,032	30
VZ 100 Lh 4	3	1440	6,8	0,82	81,5	5,5	2,7	2,1	0,042	34
VZ 112 M 4	4	1435	8,8	0,83	83	6,0	2,8	2,2	0,055	41
VZ 132 S 4	5,5	1445	12	0,82	84	6,1	2,8	2,0	0,1	58
VZ 132 M 4	7,5	1450	16,5	0,82	85	6,3	2,8	2,1	0,14	72
VZ 160 M 4	11	1445	22,2	0,84	88	6,9	2,8	2,0	0,285	106
VZ 160 L 4	15	1460	30	0,84	88	6,8	2,8	2,0	0,38	127
VZ 180 M 4	18,5	1475	37	0,86	87,5	6,6	2,7	2,2	0,84	160
VZ 180 L 4	22	1475	44	0,85	89	6,8	2,3	2,3	0,98	184
VZ 200 L 4	30	1475	60	0,85	90	7,2	2,4	2,8	1,38	270

Megjegyzés:

- P_n = a motor teljesítménye
- n = a névleges fordulatszám (100% terhelésnél)
- I_n = a motor által felvett vonali (láncolt-) névleges áram teljes terhelésnél
- $\cos \varphi$ = a teljesítménytényező 1/1 terhelésnél
- η = a hatásfok 1/1 terhelésnél
- I_1 = indítási áram
- M_b = a billenőnyomaték
- M_n = a névleges nyomaték teljes terhelésnél
- M_1 = indítónyomaték
- GD^2 = a forgórész lendítőnyomatéka

A közzétett áram és fordulatszám értékek 380 V 50 Hz esetre érvényesek — névleges teljesítménynél.



35.3. ábra. VZ szabványmotorok 35.4. ábra. Belsőégésű motorok jelleggörbéje

gyakorlatilag azonnal fellép, ez a hajtott rendszerre kemény lökést jelent, ami nem kívánatos lengéseket válthat ki.

A dugattyús kompresszor vagy örlőberendezések hajtása esetén előfordulhat, hogy lassú felfutást eredményez a gyorsítónyomaték. Lehetőség van arra, hogy különleges kalitka kialakításával növeljük a nyomatékgörbét (és így a gyorsítónyomatékot).

Belső égésű dugattyús motorok (Otto—Diesel-motorok) elsősorban gépjárművek hajtására, ill. agregáthajtásokban igen elterjedtek. Jelleggörbéjük a 35.4. ábrán látható. A névleges teljesítmény alatt (P_n) itt a legnagyobb teljesítményt értik (P_{max}), ehhez tartozik egy névleges nyomaték (M_n és névleges fordulatszám (n_n), ami egyúttal a maximális fordulatszámot is jelenti.

Otto-motornál: $M_{n \max} = 1,2 \dots 1,3 M_n$;

Diesel-motornál: $M_{n \max} = 1,05 \dots 1,15 M_n$.

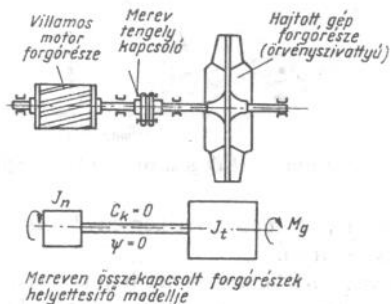
Megjegyezzük, hogy a jelleggörbe munkapont körüli szakasza — jó közelítéssel — egyenessel helyettesíthető.

Elfogadható az egyszerűbb számítás miatt olyan közelítés is, hogy a teljes nyomatékgörbét helyettesítjük egy közepes, állandó nagyságú nyomatékkal ($M_{közép}$).

Összekapcsolt géprendszerek helyettesítő modelljei. A tengelykapcsolóval összekapcsolt géprendszerek dinamikai viselkedése, az egyes gépszerkezetekre ható járulékos igénybevételek pontos meghatározása bonyolult feladat, legtöbbször csak továbbváltozós függvényekkel írható le.

A műszaki gyakorlatban egyszerűbb modellel vonatkoztatva végezhetjük el a számításokat úgy, hogy az egyszerűsítések ellenére a jelenségek lényegéről tájékoztatást nyerjünk.

A 35.5. ábra merev kapcsolatot mutat be hajtó és hajtott gép között. Az ilyen merev kapcsolatot egyetlen $J_{\delta} = J_m + J_t$ tehetetlenségi nyomatékú forgóttestnek tekinthetjük, és a forgómozgás alapegyenletével vizsgálhatjuk ($M_g = \varepsilon J_{\delta}$).



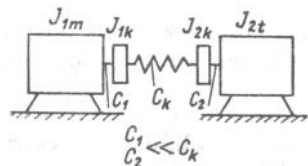
35.5. ábra. Merev kapcsolatú géprendszer

Az összekapcsolt forgórészekből és a rugalmasnak tekintett tengelykapcsolóból álló rendszert egyszerű forgótelegekből és torziós rugóból álló kéttömegű lengőrendszerként vizsgáljuk.

A helyettesítő modell rugója a tengelykapcsoló munkapontja közelében, lineáris karakterisztikájú, mivel a dinamikus hatásokból származó elcsavarodások kicsinyek, így a Hooke-törvény érvényes.

Általunk vizsgált esetek:

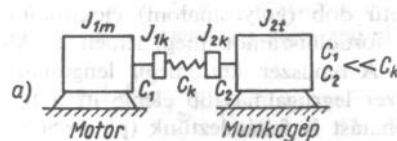
Legrugalmasabb elem a c_k rugóállandójú tengelykapcsoló, és ehhez képest a kapcsoló és a gépek közötti részek (tengelyek, stb.) rugalmassága elhanyagolható (35.6. ábra).



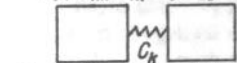
35.6. ábra. Rugalmas tengelykapcsolóval összekötött géprendszer

A rugalmas tengelykapcsoló vizsgálható csillapítás nélküli és csillapításos megoldásként. A beépített rugózó elem és a kapcsoló konstrukciójától függő modellek az 35.7. ábrán láthatók.

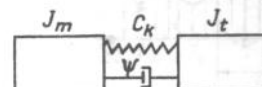
A kéttömegű rendszerrel való helyettesítés akkor is alkalmazható, ha az egyik vagy mindkét gép több, viszonylag mereven kapcsolódó tömegekből áll.



$$J_m = J_{1m} + J_{1k} \quad J_t = J_{2t} + J_{2k}$$



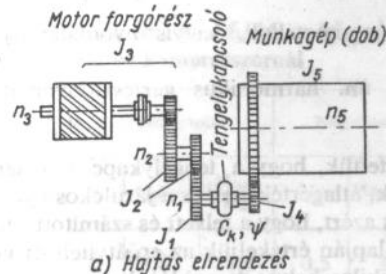
b) Csillapítás nélküli modell



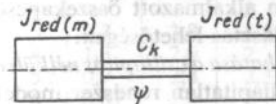
c) Kelvin-féle csillapításos modell

35.7. ábra. Nem merev kapcsolatú géprendszer

a) elvi vázlat; b) rugalmas elemmel összekapcsolt rendszer; c) rugalmas elemmel összekapcsolt és csillapításos géprendszer



a) Hajtás elrendezés

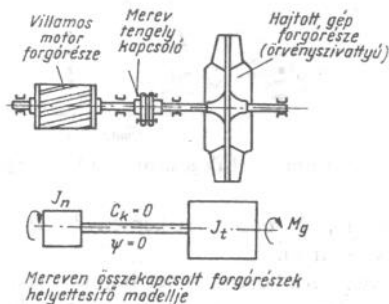


b) Lengéstanai modell

35.8. ábra. Összetett géprendszer modellkialakítása

A műszaki gyakorlatban egyszerűbb modellel vonatkoztatva végezhetjük el a számításokat úgy, hogy az egyszerűsítések ellenére a jelenségek lényegéről tájékoztatást nyerjünk.

A 35.5. ábra merev kapcsolatot mutat be hajtó és hajtott gép között. Az ilyen merev kapcsolatot egyetlen $J_{\delta} = J_m + J_t$ tehetetlenségi nyomatékú forgóttestnek tekinthetjük, és a forgómozgás alapegyenletével vizsgálhatjuk ($M_g = \varepsilon J_{\delta}$).



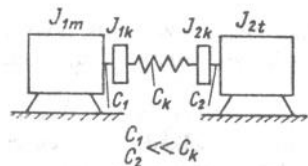
35.5. ábra. Merev kapcsolatú géprendszer

Az összekapcsolt forgórészekből és a rugalmasnak tekintett tengelykapcsolóból álló rendszert egyszerű forgótelegekből és torziós rugóból álló kéttömegű lengőrendszerként vizsgáljuk.

A helyettesítő modell rugója a tengelykapcsoló munkapontja közelében, lineáris karakterisztikájú, mivel a dinamikus hatásokból származó elcsavarodások kicsinyek, így a Hooke-törvény érvényes.

Általunk vizsgált esetek:

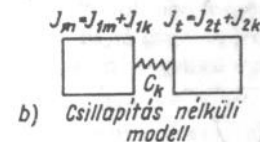
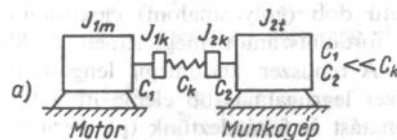
Legrugalmasabb elem a c_k rugóállandójú tengelykapcsoló, és ehhez képest a kapcsoló és a gépek közötti részek (tengelyek, stb.) rugalmassága elhanyagolható (35.6. ábra).



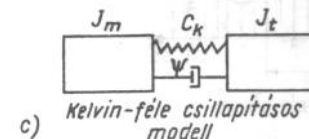
35.6. ábra. Rugalmas tengelykapcsolóval összekötött géprendszer

A rugalmas tengelykapcsoló vizsgálható csillapítás nélküli és csillapításos megoldásként. A beépített rugózó elem és a kapcsoló konstrukciójától függő modellek az 35.7. ábrán láthatók.

A kéttömegű rendszerrel való helyettesítés akkor is alkalmazható, ha az egyik vagy mindkét gép több, viszonylag mereven kapcsolódó tömegeből áll.



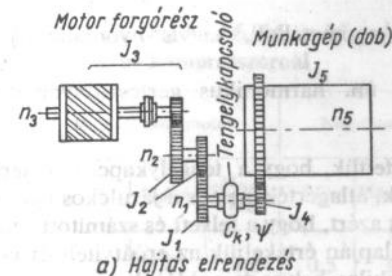
b) Csillapítás nélküli modell



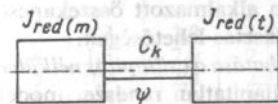
c) Kelvin-féle csillapításos modell

35.7. ábra. Nem merev kapcsolatú géprendszer

a) elvi vázlat; b) rugalmas elemmel összekapcsolt rendszer; c) rugalmas elemmel összekapcsolt és csillapításos géprendszer



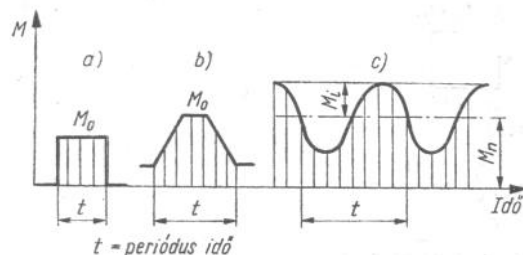
a) Hajtás elrendezés



b) Lengéstanai modell

35.8. ábra. Összetett géprendszer modellkialakítása

A 35.8. ábra egy nagyméretű dob (golyósmalom) elektromotorral történő hajtását mutatja, a fordulatszámot megfelelően csökkentő fogaskerékrendszerrel együtt. A rendszer kéttömegű lengéstani modellje alatta látható. A rendszer legrugalmasabb eleme itt a tengelykapcsoló, amelynek csillapítóhatást is feltételeztünk (pl. Periflex-kapcsoló).



35.9. ábra. Dinamikus hatások

Ehhez képest a többi elem (fogaskerek, tengelyek stb.) merev, így rugalmasságát elhanyagolhatjuk. A tengelykapcsolókat igénybe vevő dinamikus hatásokat szintén leegyszerűsítve vesszük figyelembe. A dinamikus hatásokat két nagy csoportba sorolhatjuk (35.9. ábra):

1. ugrásszerűen változó nyomatékok, vagyis nyomatéklökések, (a, b, ábrák);
2. periodikusan változó ún. harmonikus gerjesztőnyomatékok (c ábra).

A bevezetőben már említettük, hogy a tengelykapcsolót terhelő nyomaték-időbeli függvényének, átlagértékének és a járulékos nyomatékoknak megállapítása a feladat azért, hogy a felvett és számított szilárdsági, lengéstani jellemzők alapján értékeljük az erőátvitelt és körültekintően válasszuk ki a műszakilag helyes megoldásokat.

A gyakorlatban leggyakrabban alkalmazott összekapcsolási rendszer két esetére mutatjuk be a kiválasztás lehetőségeit.

Harmonikus gerjesztőnyomaték hatása a csillapítás nélküli rendszerre.
A vizsgálat során a kéttömegű, csillapítatlan rendszer modelljét alkalmazzuk (35.7b ábra). A gerjesztőnyomatékot a gyakorlatnak megfelelő periodikus lefolyásúnak vesszük a 35.9c ábra szerint. A rendszerben nincs csillapítás és $c_k \gg c_1$, ill. $c_k \gg c_2$.

A gerjesztett rezgésből származó, a kapcsolót terhelő járulékos nyomaték, ha a gerjesztés a hajtó gép oldaláról jön:

$$M_R = \pm M_i \frac{J_t}{J_m + J_t} \nu,$$

ahol M_i az indítási nyomaték értéke (nyomatékamplitúdó);
 J_t a hajtott gép forgórészeinek tehetetlenségi nyomatéka;
 J_m a hajtó gép forgórészeinek tehetetlenségi nyomatéka;
 ν az ún. nagyítási tényező, ill. nyomatékamplitúdó szorzó.

A járulékos nyomaték értékét kifejezhetjük a munkaponthoz tartozó névlegesnyomaték értékével is:

$$M_R = \pm \frac{M_i}{M_n} \frac{J_t}{J_m + J_t} M_n \nu.$$

Az összefüggésben a gyakorlatban kialakult tapasztalati $\frac{M_i}{M_n}$ értéket vesszük fel (lásd 35.2. táblázat). A ν kifejezésre való összefüggés:

$$\nu = \frac{1}{1 - \left(\frac{i\omega}{\alpha}\right)^2}$$

35.2. táblázat

Az i rendszám, az M_i/M_n és M_{max}/M_n nyomatékarányok belsőégésű motornál és kompresszornál

Henger- szám	Kéttütemű motor			Négytütemű motor			Kompresszor (egyfokozatú, egyszeres működési)		
	i	M_i/M_n	$\frac{M_{max}}{M_n}$	i	M_i/M_n	$\frac{M_{max}}{M_n}$	i	M_i/M_n	$\frac{M_{max}}{M_n}$
1	1	3,8	11,6	0,5	3,3	19	1	2,3	5,15
2	2	3,3	5,8	0,5	2,3	9,5	2	0,66	2,30
2	—	—	—	2	2,9	9,5	4	0,77	2,30
3	3	2,3	3,8	1,5	2,9	6,3	3	0,92	2,15
4	4	1,5	2,9	2	2,9	4,7	4	0,72	1,88
5	5	0,9	2,4	2,5	2,4	3,8	—	—	—
6	6	0,67	2,0	3	2,0	3,1	—	—	—
7	7	0,46	1,8	3,5	1,6	3,7	—	—	—
8	8	0,33	1,6	4	1,3	2,3	—	—	—

Az összefüggésben i a rendszám, amely azt mutatja, hogy hány teljes harmonikus gerjesztőhatás (szinuszhullám) jut egy teljes fordulatnak megfelelő időtartamra. A 35.2. táblázat tartalmazza az i értékeit is. Megjegyezzük, hogy *ebben az esetben* i értéke megegyezik az egy fordulatra eső gyújtások, ill. a munkáütemek számával. Az $i \cdot \omega$ a gerjesztés körfrekvenciája, és α a rendszer ún. saját körfrekvenciája.

A kéttömegű lengőrendszert jellemző saját körfrekvencia meghatározása már szerepelt a lengéstan fejezetben, mint ismeretes:

$$\alpha = \sqrt{\frac{1}{c} \frac{J_t + J_m}{J_m J_t}} = \sqrt{s \frac{J_t + J_m}{J_t J_m}}$$

összefüggéssel történik, ahol s a rugóállandó (c) reciproka (fordítottja), és rugómerevségnek nevezzük.

A saját rezgésszám: $n_s = 9,55 \alpha$.

Amennyiben a gerjesztés a hajtott gép oldaláról várható akkor:

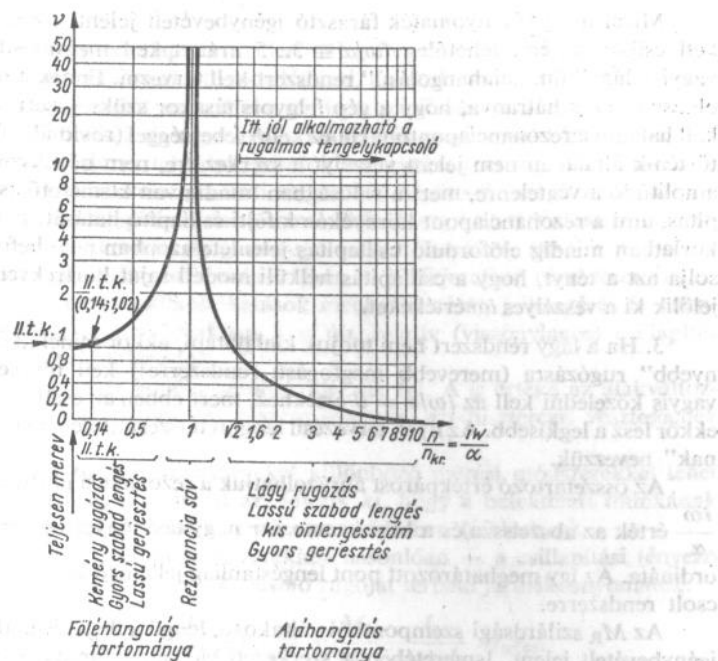
$$M_R = \pm M_i \frac{J_m}{J_m + J_t} \nu = \pm \frac{M_i}{M_n} \frac{J_m}{J_m + J_t} M_n \nu.$$

Számunkra nagyon fontos a nagyítási tényező abszolút értékek meghatározása. Ábrázolva a ν kifejezésére való összefüggést az összekapcsolt gépek dinamikájára jellemző ún. rezonanciafüggvényt (35.10. ábra) nyerjük. A függvény vizsgálatából a következő legfontosabb következtetéseket vonhatjuk le a gyakorlati szakember számára:

1. Ha a gerjesztő nyomaték $i\omega$ körfrekvenciája a rendszer saját körfrekvenciájához, α -hoz közeledik, a lengések amplitúdója egyre növekszik, vagyis rezonancia veszély lép fel. *Az ábra vizsgálata matematikailag azt jelenti, hogy ha $\frac{i\omega}{\alpha} < 1$, akkor $\nu > 1$, vagyis növelő hatású, ha $\frac{i\omega}{\alpha} = 1$, akkor ν értéke elvileg végtelen nagy. A rezonanciát mindenképpen el kell kerülni, mert itt a tengelykapcsolót terhelő nyomaték időben növekvő amplitúdójú rezgésbe megy át, amely fokozódó igénybevételhez és töréshez vezethet. A rezonancia elkerülésének megoldását „elhangolásnak” nevezi a műszaki tervezési gyakorlat.*

2. A rezonancia veszély elkerülésére —, mint az a diagramból is látható — az α saját körfrekvenciát úgy kell megválasztani, hogy az lehetőleg

$\frac{i\omega}{\alpha} > \sqrt{2}$ legyen, mert akkor a nagyítási tényező $\nu < 1$, vagyis a



35.10. ábra. Csillapítás nélküli lengő modell nagyítás függvénye

tengelykapcsolót kisebb járulékosnyomaték terheli, mint ami merev kapcsolat esetén alakulna ki. Ilyenkor előnyös tehát a rugalmas tengelykapcsoló alkalmazása.

Megjegyezzük, hogy ha $\frac{i\omega}{\alpha} = \sqrt{2}$ értékű, akkor a nagyítási tényező:

$$\nu = \frac{1}{1 - \left(\frac{i\omega}{\alpha}\right)^2} = \frac{1}{1 - 2} = -1$$

nagyságú.

A rezonancia görbét abszolút értékben ábrázoltuk:

$$|\nu| = 1.$$

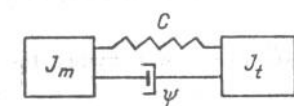
Mivel a $\pm M_R$ nyomaték fásztó igénybevételt jelent, törekedni kell csökkentésére, lehetőleg $i\omega/\alpha \cong 3...5$ arányt kell megvalósítani, vagyis „lágy” ún. „aláhangelésű” rendszert kell tervezni. Ennek a megoldásnak az a hátránya, hogy a gép felgyorsításakor szükségszerűen át kell haladni a rezonanciaponton. Ha ez kellő sebességgel (rövid idő alatt) történik általában nem jelent veszélyt a szerkezetre, nem növekszik az amplitúdó a végtelenre, mert a valóságban mindig van kisméretű csillapítás, ami a rezonanciapont környékén kifejti csillapító hatását. A gyakorlatban mindig előforduló csillapítás jelenléte azonban nem befolyásolja azt a tényt, hogy a csillapítás nélküli modell saját körfrekvenciái jelölik ki a veszélyes $i\omega$ értékeket.

3. Ha a lágy rendszert nem tudjuk kialakítani, akkor minél „keményebb” rugózásra (merevebb megfogású rendszerrel!) kell törekedni, vagyis közeledni kell az $i\omega/\alpha = 0$ értékhez, mert ebben az esetben M_R ekkor lesz a legkisebb. Az ilyen tervezésű lengőrendszert „főhangolósúnak” nevezzük.

Az összetartozó értékpárost ábrázolhatjuk a rezonancia görbén. Az $\frac{i\omega}{\alpha}$ érték az abszcissa és a hozzá tartozó ν nagyítási tényező értéke az ordináta. Az így meghatározott pont lengéstanilag jellemző az összekapcsolt rendszerre.

Az M_R szilárdsági szempontból váltakozó, lengő jellegű, ismétlődő igénybevételt jelent. Ismeretében a szerkezeti elemek kifáradásra való méretezését, ill. ellenőrzését a 13. fejezet alapján elvégezhetjük.

Harmonikus gerjesztőnyomaték hatása csillapított rendszerre. A csillapított modell bevezetésével a valóságos viszonyok jobban megközelíthetők (35.11. ábra). A csillapítás fizikai értelme alatt a rugalmas tengelykapcsoló szerkezetéből, vagy a rugózó elem anyagából adódó képesség, t. i., hogy bizonyos munkamennyiség, (ill. energiamennyiség) elemésztésére alkalmas. Az elemésztett munka hővé alakul. Ez lényegében két okra vezethető vissza: külső és belső erők munkavégzésére. Külső erők



35.11. ábra. Csillapítással rendelkező géprendszer modellje

elsősorban a szerkezeti rugózó elemek között fellépő súrlódóerők ($F_s = \mu F_N$), a Coulomb-súrlódás. A belső erők az anyag belső csillapítása, hiszterézise, ami acélszöveteknél a rugalmassági határig való terheléskor igen kis érték, legtöbbször elhanyagolható.

Az anyagcsillapítás mellett a légellenállások, az illeszkedő alkatrészek (pl. csapágyak stb.) súrlódásai, a testek felületére felvitt bevonatok stb. is energiát vonnak el a rendszerből. Ezeknek a hatása alig követhető számításokkal, de a gyakorlatban létezik a csillapító képességük.

A rugalmas tengelykapcsolókban gyakran alkalmaznak gumbiból készült, különböző szerkezeti kialakítású rugózó elemeket. A gumi anyagok belső csillapítása jelentős mértékű. A szerkezeti kialakítás (egyen-szilárdságú gumitárcsa, gumidugó felületi bordázás stb.) is jelentősen változtatja a belső csillapítás értékét. A 20. fejezetben részletesen ismertettük az egyes csillapítóhatások meghatározását, jellemzését és számértékeiket. A továbbiakban a ψ ún. relatív (viszonylagos) csillapítás tényezőjével dolgozunk.

A lényegyet emlékeztetőnek idézzük fel. A ψ értéke az alakváltoztatási munka elemésztett részére jellemző, ezt hiszterézis veszteségnek nevezzük.

A hiszterézis veszteségeket különböző mérési módszerekkel lehet meghatározni, ezek mind azt fejezik ki, hogy a befektetett munkának hányadrésze emésztődik el egy ismétlődésben (ciklusban).

A csillapítatlan rendszerekhez hasonlóan — a csillapítási tényező figyelembevételével — a kapcsoló rugóját terhelő járulékosnyomaték:

$$M_R = \pm M_i \frac{J_t}{J_m + J_t} \nu_{cs} = \pm \frac{M_i}{M_n} \frac{J_t}{J_m + J_t} M_n \nu_{cs},$$

az összefüggésben ν_{cs} a nagyítási tényező, amelynek kifejezése:

$$\nu_{cs} = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}{\left[1 - \left(\frac{i\omega}{\alpha}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}}$$

A csillapítási tényezővel kifejezett nagyítási tényező (ν_{cs}) a rugalmas kapcsoló és az összekapcsolt rendszer valamennyi fontos lengéstanilag jellemzőjét magában foglalja. Ha ezt a tényezőt a csillapítatlan modellnél vizsgált módon a $i\omega/\alpha$ függvényében felrajzoljuk és paraméterként a ψ relatívcsillapítási tényezőt választjuk, akkor a következő rezonanciafüggvényeket, a 35.12. ábrán látható görbesereget nyerjük eredményül. Ezekből a rezonanciagörbék közül az alábbi következtetések vonhatók le:

1. A görbéből láthatjuk, hogy az $i\omega = \alpha$ pontban, vagyis a rendszer saját körfrekvenciájának és a gerjesztés körfrekvenciájának egyenlősége esetén, a ν_{cs} tényezőnek maximuma van.

összefüggés szerint:

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma'_{red}}{k_0 \sigma_{Fh}} + \frac{\beta_{ko} \sigma_a}{b_1 b_2 \sigma_{vh}}}$$

A számértékeket behelyettesítve:

$$n = \frac{1}{\frac{145,35}{6000} + \frac{2,5 \cdot 340,55}{0,65 \cdot 0,88 \cdot 2800}} = 1,799.$$

Nem valószínű, hogy a tervező ezt a biztonsági tényező értéket – és így a megbízhatóságot – megnyugodva elfogadná. Nem szeretnénk ismétlésekbe bocsátkozni, de emlékeztetnünk kell arra, hogy ha ilyen esetben anyagot, méretet vagy éppen geometriai kialakítást változtatunk – és nem körültekintően tesszük azt – úgy még tovább ronthatjuk a fáradásos törés elkerülésének megbízhatóságát.

A III–III keresztmetszet vizsgálata folyamatos üzemben, koncentrált terhelésű háromtámaszú tartó esetén.

Az eddigi számításainknál felhasznált és a továbbiakban is szükséges adatok:

hajlítási folyáshatár: $\sigma_{Fh} = 4300 \text{ kp/cm}^2$;

csavarási folyáshatár: $\tau_{Ft} = 2200 \text{ kp/cm}^2$;

folyáshatár (határigénybevétel) szorzó: $k_0 = 1,7$ (hajlításra);

tiszta lengő hajlítás kifáradási határfeszültsége: $\sigma_{vh} = 2800 \text{ kp/cm}^2$;

szakító szilárdság: $\sigma_B = 6000 \text{ kp/cm}^2$.

A feladat megoldására a I–I keresztmetszet vizsgálata során alkalmazott módszert követjük. Az alapvető értelmezéseket ismételtelen nem indokoljuk.

Az állandó nagyságú közép feszültséget a csavarónyomaték terhelése adja. Mivel $M_t = 6720 \text{ cm} \cdot \text{kp}$, így $\tau_m = \frac{M_t}{K_{p3}}$, ahol $K_{p3} = \frac{d^3 \pi}{16} = \frac{7,1^3}{16} = 70,28 \text{ cm}^3$ a gyengítetlen átmérővel számolva (33.11. ábrán $d = 71 \text{ mm}$).

Behelyettesítve:

$$\tau_m = \frac{6720}{70,28} = 95,62 \text{ kp/cm}^2.$$

Mivel $\alpha = \frac{\sigma_{Fh}}{\tau_{Ft}} = \frac{4300}{2200} = 1,954$ így a redukált közép feszültség:

$$\sigma_{red} = \alpha \tau_m = 1,954 \cdot 95,62 = 186,84 \text{ kp/cm}^2.$$

Az ismétlődő terhelést a hajlításból számíthatjuk. A feszültséglengés legnagyobb értéke (amplitúdója):

$\sigma_a = \frac{M_3}{K_{x3}}$, ahol $M_3 = 2050,56 \text{ cm} \cdot \text{kp}$ és a keresztmetszeti tényező értéke $K_{x3} = \frac{d^3 \pi}{32}$. A gyengítetlen keresztmetszet átmérőjével ($d = 71 \text{ mm}$) számolva, a behelyettesítés után:

$$\sigma_a = \frac{2050,56}{\frac{7,1^3 \pi}{32}} = 58,36 \text{ kp/cm}^2.$$

A mérettényezőt a 13.15. ábrából választjuk a $d = 75 \text{ mm}$ átmérőhöz, és a 2 jelű görbét véve figyelembe: $b_1 = 0,67$. A felületi érdességi tényezőt a 13.18. ábra alapján határozzuk meg: Mivel $R_a = 5 \mu\text{m}$, így $b_2 = 0,83$.

A gátlástényező meghatározásánál az alaktényező értéket vesszük kiindulási alapnak. A 13.27. ábra jelöléseinek segítségével választjuk ki az alaktényezőt: Mivel $\frac{d_2}{d_1} = \frac{71}{75} = 0,946$, és $\frac{r}{t} = \frac{2}{2} = 1$, így a diagramból $\alpha_k = 2,75$ értékű.

A fajlagos feszültségesési tényezővel fejezzük ki a gátlástényező nagyságát:

$$\beta = \frac{\alpha_k}{1 + \sqrt{\rho^* \kappa}}$$

A 13.7. táblázatból a bemetszés alakja, és az igénybevétel módja alapján: $\kappa = \frac{2}{\rho} + \frac{2}{d}$, ahol a mi jelöléseink szerint $\rho = r = 2 \text{ mm}$ és $d = 71 \text{ mm}$.

A számértékek behelyettesítése után:

$$\kappa = \frac{2}{2} + \frac{2}{71} = 1,0282.$$

A ρ^* értéket a 13.9. táblázatból határozzuk meg. A szükséges jellemzők az A 60-as anyagra:

a szakítószilárdság: $\sigma_B = 6000 \text{ kp/cm}^2$;

a folyáshatár: $\sigma_{Fh} = 3400 \text{ kp/cm}^2$;

a viszonyszámuk: $\frac{\sigma_{Fh}}{\sigma_B} = \frac{3400}{6000} = 0,57$;

a tiszta lengő hajlítás kifáradási határa: $\sigma_{vh} = 2800 \text{ kp/cm}^2$.

Figyelembe véve az anyagjellemzőket:

$$\rho^* = 0,065 \text{ mm.}$$

A ρ^* meghatározásánál a kifáradási határra jellemző értéket vettük elsődleges jellemzőnek, és a statikus anyagtulajdonságokat másodlagos jellemzőnek. Az interpolációt eszerint — összhangban a 13. fejezetben említettekkel — végeztük el.

A számértékek behelyettesítése után:

$$\beta' = \frac{\alpha_k}{1 + \sqrt{\alpha} \rho^*} = \frac{2,75}{1 + \sqrt{1,0282} \cdot 0,065} = 2,19.$$

Megjegyezzük, hogy a β' -vel számolva — a biztonsági tényező meghatározásánál — a b_1 mérettényezőt már nem szabad figyelembe venni.

Hasonlóan, mint ahogy azt a Gyakorló feladatok fejezetben megmutattuk (a 13. fejezet), határozzuk meg és hasonlítsuk össze az előzőekben kiszámított β' értéket a 13.38. ábra alapján meghatározott gátlástényezővel.

A „B” kialakítás hasonlít legjobban a hajtótárcsatengely III—III jelű keresztmetszetének geometriai megoldására. A hajlításra érvényes

ábra $\frac{d_1}{d_2} = 2$ viszonyra adja meg a gátlástényezőt a

$$\sigma_B = 60 \text{ kp/mm}^2 \quad \text{és a} \quad \frac{r}{d_2} = \frac{2}{71} = 0,028 \quad \text{értékeknél:}$$

$$\beta_{k\sigma} = 2,12.$$

$$\text{Mivel a mi esetünkben a} \quad \frac{d_1}{d_2} = \frac{75}{71} = 1,056$$

magaságú, ezért használunk kell a c átszámítási tényezőt meghatározó 13.39. ábrát.

Hajlításra $c = 0,2$ értékű. A gátlástényező:

$$\beta_{k\sigma}^* = 1 + c(\beta_{k\sigma} - 1) = 1 + 0,2(2,12 - 1) = 1,224.$$

Az összehasonlítás csak akkor lehetséges, ha a b_1 tényezővel elosztjuk $\beta_{k\sigma}^*$ tehát:

$$\beta'_{k\sigma} = \frac{1,224}{0,67} = 1,83.$$

A két különböző módszerrel meghatározott — a mérhető is figyelembe vevő — gátlástényezőt összehasonlítva az eltérés 19,6%-os $\left(\frac{2,19}{1,83} = 1,196\right)$ közöttük. A Gyakorló feladatok fejezetben bemutatott gátlástényező összehasonlításokhoz képest a jelen eset viszonylag nagy eltérést adott. Ennek alapvető oka az, hogy a két összehasonlított geometriai kialakítás nem egyenértékű, ezt közvetetten a 13.27. ábra, és a 13.26. ábra alaktényező összehasonlítással bizonyíthatjuk. Tudniillik bármelyik módszerrel meghatározott gátlástényező értéke, ha több egyenértékű keresztmetszetre érvényes, úgy természetesen ezeknek a geometriai kialakításoknak az alaktényezői is egyenértékűek. Mivel „A” és „B” kialakítások gátlástényezői a meghatározás szerint egyenértékűek, és a „B” kialakítást szeretnénk a 33.7. ábrán levő geometriai meghatározásra alkalmazni, a 13.27. ábra és a 13.26. ábra alaktényezőinek azonos segédfüggvények mellett egyenlőnek kellene lenniük. Ez a követelmény nem teljesül, mert — tetszőleges, de azonos értékű paraméterfelvétel esetén — a 13.27. ábra nagyobb alaktényezőt ad, mint a 13.26. ábra. A két ábra összehasonlítása pedig egyértelművé teszi az eltérés mértékét geometria és nagyság szerint is, tehát egyenértékűségről szó sem lehet.

Szükséges megvizsgálni a III—III keresztmetszet feszültségűjtő szerepét úgy is, mint ugyanolyan alakú, de egymáshoz közel elhelyezett két bemetszés hatását. Számításra alkalmas összefüggés nem áll rendelkezésünkre a feszültségtorlódás ilyen esetekre való meghatározására, de az ismeretes, hogy egyetlen bemetszés nagyobb csúcsheszültséget okoz, mint több egymáshoz közel elhelyezett bemetszés. Jelen esetünkben csak mérlegelni tudunk. Az eddigiekben az egybemetszésre vonatkozó, a mérhető is figyelembe vevő gátlástényező $\beta'_{k\sigma} = 2,19$ értékű volt, az előző a közelfekvő több bemetszésre vonatkozó megjegyzéseink alapján a gátlástényezőt $\beta_{k\sigma} = 1,95$ értékűre választjuk.

A biztonsági tényező kifejezése:

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma'_{red}}{k_0 \sigma_{Fh}} + \frac{\beta'_{k\sigma} \sigma_a}{b_2 \sigma_{vh}}} = \frac{1}{\frac{\sigma'_{red}}{\sigma_B} + \frac{\beta_{k\sigma} \sigma_a}{b_2 \sigma_{vh}}}, \text{ (mivel } k_0 \sigma_{Fh} > \sigma_B);$$

számértékeket behelyettesítve:

$$n = \frac{1}{\frac{186,84}{6000} + \frac{1,95 \cdot 58,36}{0,83 \cdot 2800}} = 12,48.$$

A III–III keresztmetszetre vonatkozó biztonsági tényező értéke több mint 5-szöröse a I–I keresztmetszet vizsgálatánál kapott értéknek, és ezzel a kifáradással szembeni megbízhatóságáról nagyon kedvező képet nyerhetünk.

Teljességre törekedve; a III–III keresztmetszetre is meghatározzuk az indítási időszak kifáradással szembeni biztonsági tényezőjét.

Azért, hogy a biztonsági tényező meghatározásának minden esetére bemutathassunk gyakorló feladatmegoldást és értékelést, ezért tehát az

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{n_\sigma + n_\tau}$$

összefüggéssel számítjuk ki a biztonsági tényező értékét. A 13. fejezetben említettük, hogy ez a számítási módszer kisebb értékű biztonsági tényezőt ad meg (ez az összehasonlítás alapján a legtermészetesebb), mint az

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}.$$

Arra is utaltunk, hogy az $n = \frac{n_\sigma n_\tau}{n_\sigma + n_\tau}$ kifejezés használata a rideg anyagok (öntöttvas, edzett acélok) vagy a ridegtörést előidéző kialakítások (pl. éles bemetszés) alkalmazása esetén és nem utolsó sorban az óvatosság nagyfokú igénye miatt indokolt.

Az előzőekkel összhangban, az óvatosság – a megbízhatóság – igénye miatt az $n = \frac{n_\sigma n_\tau}{n_\sigma + n_\tau}$ összefüggéssel határozzuk meg a biztonsági tényezőt, ahol a részbiztonsági tényezők kifejezései:

$$n_\sigma = \frac{b_1 b_2 \sigma_{fa}}{\beta_{k\sigma} \sigma_a} \quad \text{és} \quad n_\tau = \frac{b_1 b_2 \tau_{fa}}{\beta_{k\tau} \tau_a}.$$

Az előzőekben már kiszámított értékek összefoglalása:

A hajlítási és csavarási folyáshatár viszonya az előzőek alapján: $\alpha = \frac{\sigma_{Fh}}{\tau_{Ft}} = \frac{4300}{2200} = 1,954$ természetesen megegyezik az I–I keresztmetszetenél számított értékkel. A geometriai kialakítást és a mérhető kifejező gátlástényező nagysága hajlításra: $\beta_{k\sigma} = 1,95$. A hajlításra vonatkozó felületi érdességi tényező:

$$b_2 = 0,83.$$

A hajlítás feszültséglengésének amplitúdója:

$$\sigma_a = 58,36 \text{ kp/cm}^2.$$

A tiszta lengő hajlítás kifáradási határa:

$$\sigma_{vh} = 2800 \text{ kp/cm}^2.$$

A tiszta lengő csavarás kifáradási határa:

$$\tau_{vt} = 1600 \text{ kp/cm}^2.$$

Az állandó nagyságú közép feszültség:

$$\tau_m = 95,62 \text{ kp/cm}^2.$$

A csavaró feszültséglengés legnagyobb értékének számítását az I–I keresztmetszet ellenőrzésénél említett módszer alapján határozzuk meg. Tehát a csavarófeszültség legnagyobb értéke:

$$\tau_a = \tau_{\max} - \tau_m.$$

ahol

$$\tau_{\max} = \frac{\tau_m}{1,12} \cdot 1,82 = \frac{95,62}{1,12} \cdot 1,82 = 155,38 \text{ kp/cm}^2.$$

Az összefüggés értelmezését lásd 898. oldalon. A feszültséglengés amplitúdója a behelyettesítés után:

$$\tau_a = 155,38 - 95,62 = 59,76 \text{ kp/cm}^2.$$

A feszültséglengések határértékeinek számításához szükség van a statikus biztonsági tényező értékére:

$$n_m = \frac{\sigma_{Fh}}{\sigma'_{red}} = \frac{4300}{186,84} = 23,01.$$

A hajlító feszültségengések határértéke:

$$\sigma_{fa} = \sigma_{vh} \frac{n_m - 1}{n_m} = 2800 \frac{23,01 - 1}{23,01} = 2678,31 \text{ kp/cm}^2.$$

A csavaró feszültségengések határértéke:

$$\tau_{fa} = \tau_{vt} \frac{n_m - 1}{n_m} = 1600 \frac{23,01 - 1}{23,01} = 1530,47 \text{ kp/cm}^2.$$

Szükség van még a csavarásra vonatkozó felületérdességi tényezőre és a geometriai kialakítást és mérethatást együttesen figyelembe vevő gátlástényezőre.

A felületi érdességre jellemző tényező:

$$b_{2t} = 0,6 b_2 + 0,4,$$

behelyettesítve:

$$b_{2t} = 0,6 \cdot 0,83 + 0,4 = 0,898.$$

Az alaktényezőt a 13.29. ábra és a 13.30. ábra segítségével is meghatározhatjuk: a 13.29. ábra alapján, a szükséges viszonyszámok:

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{71}{75} = 0,947 \quad \text{és} \quad \frac{r}{t} = \frac{2}{2} = 1,$$

és így $\alpha_k = 1,80$ értékű.

A 13.30. ábra kis ρ viszonyszámokra adja meg α_k -t. A szükséges viszonyszámok:

$$\frac{D}{d} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{75}{71} = 1,056 \quad \text{és} \quad \rho = \frac{r}{d_2} = \frac{2}{71} = 0,028;$$

az értékek alapján a diagramból $\alpha_k = 1,65$ nagyságú.

A 13.29. ábrán számításra alkalmas összefüggést is közöltünk:

$$\alpha_k = 1 + \frac{1}{\sqrt{\frac{1,0}{\frac{t}{r}} + 7,0 \frac{\left(1 + \frac{a}{r}\right)^2}{\left(\frac{a}{r}\right)^3}}},$$

$$\text{ahol } a = \frac{d_2}{2}.$$

Az egyes viszonyszámok:

$$\frac{t}{r} = \frac{2}{2} = 1, \quad a = \frac{d_2}{2} = \frac{71}{2} = 35,5, \quad \frac{a}{r} = \frac{35,5}{2} = 17,75.$$

A számértékeket behelyettesítve:

$$\alpha_k = 1 + \frac{1}{\sqrt{\frac{1,0}{1} + 7,0 \frac{(1 + 17,75)^2}{17,75^3}}} = 1,83.$$

A 13.29. és 13.30. ábrák görbéiből kiolvasott értékek 9,1%-os eltérést adnak $\left(\frac{1,80}{1,65} = 1,0909\right)$. A számított értékhez (1,83) képest, az eltérés a 13.30. ábrához 11% a 13.29. ábrához 1,6%. Az ilyen nagyságú hibaszázalékkal a diagramok használatánál sajnos számolnunk kell, egyrészt az átrajzolások során, másrészt a leolvasás közbeni hibák halmozódása miatt. Pontos értéknek a számított alaktényezőt fogadjuk el: $\alpha_k = 1,83$.

A fajlagos feszültségengési tényezőt a 13.7. táblázat 5. ábrája szerinti geometriai kialakításra értelmezzük:

$$\kappa = \frac{1}{\rho} + \frac{2}{d} = \frac{1}{2} + \frac{2}{71} = 0,528,$$

ahol $\rho = r = 2 \text{ mm}$ és $d = d_2 = 71 \text{ mm}$.

A szerkezeti anyag tulajdonságait a ρ^* tényező veszi figyelembe, ezt az előzőekben már meghatároztuk: $\rho^* = 0,065$. A gátlástényező:

$$\beta'_{k\tau} = \frac{\alpha_k}{1 + \sqrt{\kappa \rho^*}} = \frac{1,83}{1 + \sqrt{0,528 \cdot 0,065}} = 1,55.$$

Természetesen a csavarásra is vonatkozik az egy bemetszés – több bemetszés feszültséggyűjtő hatásának összehasonlító vizsgálata. A hajlítás vizsgálatánál megállapított értékelésünket alkalmazva: $\beta'_{k\tau} = 1,3$ nagyságúnak választjuk a méreteket, és a geometriai kialakítást is összegező gátlástényezőt.

Minden adat a rendelkezésünkre áll ahhoz, hogy a részbiztonsági tényezőket meghatározzuk:

$$n_\sigma = \frac{b_2 \sigma_{fa}}{\beta_{k\sigma} \sigma_a} = \frac{0,83 \cdot 2678,31}{1,95 \cdot 58,36} = 19,53$$

és

$$n_{\tau} = \frac{b_{2T}\tau_{fa}}{\beta_{k\tau}\tau_a} = \frac{0,898 \cdot 1530,47}{1,3 \cdot 59,76} = 17,69.$$

Az eredő biztonsági tényező:

$$n = \frac{n_{\sigma}n_{\tau}}{n_{\sigma} + n_{\tau}} = \frac{19,53 \cdot 17,69}{19,53 + 17,69} = 9,28.$$

A most meghatározott biztonsági tényező jóval kisebb, mint a folyamatos üzem esetén kiszámított 12,48 érték, de természetesen még így is megnyugtató a III–III keresztmetszetkifáradással szembeni megbízhatósága.

A megoszlóterhelésű háromtámaszú tartó vizsgálatától eltekintünk (fenntartva azt a véleményünket, hogy a legjobban az a modell felel meg a valóságnak), mivel könnyen belátható, hogy a most elvégzett számításunknál a biztonság felé „tévedtünk”.

A hajtótárcsa tengelyének méretezése folyamán, az előzőekben minden lépést, minden módszert és lehetőséget értékeltünk és összehasonlítottunk, ezért úgy véljük nincs szükség összefoglaló értékelésre.

34. Felvonótorony vizsgálata

Acélszerkezeti méretezés. Az acélszerkezeteket az igénybevételnek megfelelően kell méretezni. A meghatározott igénybevételt döntően befolyásolják az üzemviszonyok. Ezek közül a leglényegesebbek:

- a működési idő,
- a viszonylagos terhelés,
- és a dinamikus erőhatások.

34.1. táblázat

Acélszerkezetek csoport-száma

A különböző csoportba sorolható acélszerkezeteket a továbbiakban 1–2 vagy 3 összehasonlító arabszámmal jellemezzük. Az összehasonlító számok összegétől függ, hogy az acélszerkezetet milyen csoportba soroljuk. Ezeket a csoportokat I., II., III., és IV. számmal jelöljük (34.1. táblázat).

Összehasonlító számok összege	Csoportszám
3 vagy 4	I.
5	II.
6 vagy 7	III.
8 vagy 9	IV.

Az összehasonlító számok meghatározása:

- Működési idő szerint:
 - rövid működési idő (1) ... évi 1000 munkaóráig
 - közepes működési idő (2) ... évi 1000 felett 2500 munkaóráig,
 - hosszú működési idő (3) ... évi 2500 munkaóra felett.
- Viszonylagos terhelés alapján a várható átlagos és a névleges tehernek %-ban kifejezett viszonyzáma szerint:
 - kismértékű (1) ... ha a viszonyszám 30%-nál kisebb,
 - közepes mértékű (2) ... ha a viszonyszám 30...60%,
 - nagymértékű (3) ... ha a viszonyszám 60%-nál nagyobb.
- Dinamikus jelleg a gyorsításkor és a lassításkor fellépő, elsősorban a sebességtől és a sínillesztéstől függő dinamikus erők és

lökések nagysága és gyakorisága szerinti osztályozást jelent: gyenge dinamikus igénybevételűek (1), közepes dinamikus igénybevételűek (2), erős dinamikus igénybevételűek (3).

Az MSZ 9749—69 szabvány tájékoztató példákat is közöl a daruk csoportba sorolásáról. Ettől eltérő acélszerkezetek esetén mérlegelni kell az üzemszempontok hatásait. Ez vonatkozik az általunk méretezett felvonótoronyra is.

A felvonó üzeme meghaladja az évi 1095 munkaórát. Természetesen ez lehet mérlegelés tárgya, de mi a 32. fejezetben felvett értékkel (865. oldalon) dolgozunk. Így az összehasonlító szám: 2.

A felvonók várható átlagos és a névleges terhelésének %-ban kifejezett viszonyzáma legyen 50%. Ez annyit jelent, hogy a munkaórák alatt 50%-ban a névleges teher felét, ill. 50%-ban a névleges tehernek megfelelő üzemet várunk. Ebben az esetben az összehasonlító szám: 2.

A dinamikus jelleg szerint az összehasonlító szám: 2. Ez azzal magyarázható, hogy a felvonó üzemből származóan a lökések gyakorisága (és esetleg a nagysága is) nagy.

Az összehasonlító számok összege: $2+2+2 = 6$. Ezek szerint az acélszerkezet a III. csoportba tartozik. Ennek ismeretében lehet meghatározni az ún. csoporttényező értékét (φ) a 34.2. táblázatból és a dinamikus tényező nagyságát (ψ) a 34.3. táblázatban közölt összefüggések alapján. Szokás még az ún. sebességtényezőt is figyelembe venni. Ennek értékeit a sebesség és a sínvezetés függvényében adja meg a 34.4. táblázat.

Megjegyezzük, hogy az MSZ 9749—69 a dinamikus tényező számításánál veszi figyelembe a sebesség hatását:

$$\psi = 1 + \xi v_e,$$

ahol v_e az emelési sebesség daruknál, és ξ tapasztalati tényező: futó- és bakdarukra, valamint gémes daruk gémmjére 0,010; gémes daruk egyéb részeire 0,005.

34.2. táblázat

Csoporttényező

Csoport tényező	Csoportszám			
	I.	II.	III.	IV.
φ	1,00	1,05	1,10	1,20

34.3. táblázat

Dinamikus tényező

Csoportszám	ψ
I.	$1,1 + 0,1 \left(\frac{Q}{Q + G_m} \right)^2$
II.	$1,2 + 0,2 \left(\frac{Q}{Q + G_m} \right)^2$
III.	$1,4 + 0,2 \left(\frac{Q}{Q + G_m} \right)^2$
IV.	$1,6 + 0,2 \left(\frac{Q}{Q + G_m} \right)^2$

Megjegyzés:

Q a hasznos teher
 G_m a hasznos terhen kívüli mozgóterhelés

34.4. táblázat

Sebességtényező

Daru haladási sebessége, v , m/min	φ_e , ha sínillesztés	
	van	nincs
60 alatt	1,10	1,10
60—100 között	1,15	1,10
100 felett	1,20	1,15

Acélszerkezetek igénybevételének meghatározása és az egyenértékű feszültség számítása. Az említett szabvány daruszerkezetekre adja meg a számítás módszerét.

A daruszerkezetekben keletkező legnagyobb feszültséget ki kell számítani:

főterhelés esetére (I. terhelési eset),
 ösztérhelés esetére (II. terhelési eset),
 rendkívüli terhelés esetére (III. terhelési eset).

Főterhelés (I. terhelési eset).

Főterhelés esetén a mértékadó igénybevételt az alábbi kifejezés szerint kell számítani:

$$Q_r = q(Q_a + \psi Q_e + Q_{H_t}) + Q_t,$$

ahol

Q_a az egyidejűleg legkedvezőtlenebb hatást okozó állandó teherből származó igénybevétel;

Q_e a dinamikus tényezővel szorzott emelt teherből származó igénybevétel;

Q_{H_t} a vízszintes mozgásból származó erők közül az egyidejűleg fellépő két legnagyobb igénybevételt okozó erőből származó igénybevétel, kivéve a hirtelen fékezésből, az oldalazásból és beékeződésből, valamint az ütközésből származó hatást;

Q_t a hőhatásból származó igénybevétel;
 φ a csoporttényező;
 ψ a dinamikus tényező.

Összterhelés (II. terhelési eset).

Összterhelés esetén a mértékadó igénybevételt az alábbi kifejezések szerint kell számítani:

$$Q_{\bar{0}} = q(Q_a + \psi Q_e + Q_{H\bar{0}}) + Q_{sz} + Q_t \quad \text{vagy}$$

$$Q_{\bar{0}} = q(Q_a + \psi Q_e + Q_o) + Q_{sz} + Q_t$$

ahol

$Q_{\bar{0}}, Q_e, Q_t$ az előzők szerinti igénybevételek;
 $Q_{H\bar{0}}$ a vízszintes mozgásból származó erők közül az egyidejűleg fellépő, két legnagyobb igénybevételt okozó erőből származó igénybevétel, kivéve az oldalazásból és beékelődésből, valamint az ütközésből származó hatást;
 Q_o az oldalazásból;
 Q_{sz} az üzemi szélteherből származó igénybevétel.

Rendkívüli terhelés (III. terhelési eset).

Rendkívüli terhelés esetén a mértékadó igénybevételt az alábbi kifejezések szerint kell számítani:

$$Q_r = Q_a + Q_e + Q_b \quad \text{vagy}$$

$$= Q_a + Q_e + Q_{\bar{u}}$$

$$= Q_a + Q_{szv}$$

ahol

Q_a, Q_e az előzők szerinti igénybevételek,
 Q_b a beékelődésből,
 $Q_{\bar{u}}$ az ütközőerőből,
 Q_{szv} az üzemen kívüli szél, vagy épületrezgésből származó igénybevétel.

A rendkívüli terhelés esetén sem csoporttényezővel, sem dinamikus tényezővel nem kell szorozni.

A felvonónál főterhelésre és rendkívüli terhelésre kell meghatározni a feszültségeket.

Az egyenértékű feszültség meghatározása. Egyenértékű feszültség számítását kéttengelyű feszültségállapot (síkbeli feszültségi állapot) esetre vezetjük vissza. Ha valamely szerkezeti elemben kéttengelyű feszült-

ségállapot keletkezik, akkor az egyenértékű feszültség kiszámítására használható képlet (lásd síkbeli feszültségi állapot, munkaelmélet)

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

ahol

σ_x az x irányú normális feszültség kp/cm^2 ,
 σ_y az y irányú normális feszültség kp/cm^2 ,
 τ_{xy} az x, y síkban fellépő nyírófeszültség kp/cm^2 .

A képletben a húzást pozitív, a nyomást negatív előjellel kell behelyettesíteni.

Célszerű az ún. másodrendű hatásokat is figyelembe venni. A másodrendű hatásokból származó feszültségek meghatározásakor figyelembe kell venni az esetleges nagyobb mértékű kiülbontoscsatlakozásból, egyes rudak közvetlen megterheléséből íves alakból, gátolt torzulásból stb. keletkező feszültségeket is.

A kiszámított egyenértékű feszültséget hasonlítjuk össze a megengedett feszültséggel.

A megengedett feszültség (σ_{meg}) függ az acélminőségre jellemző folyási határtól (σ_F), a terhelőerők csoportosításától és az igénybevételi módtól. Pl. az alapanyagra vonatkozóan:

Ha az igénybevétel húzás, nyomás vagy hajlítás, akkor főterheléskor, vagyis I. terhelési esetben

$$\sigma_{meg} = \frac{\sigma_F}{1,5};$$

összterheléskor, vagyis II. terhelési esetben

$$\sigma_{meg} = \frac{\sigma_F}{1,33};$$

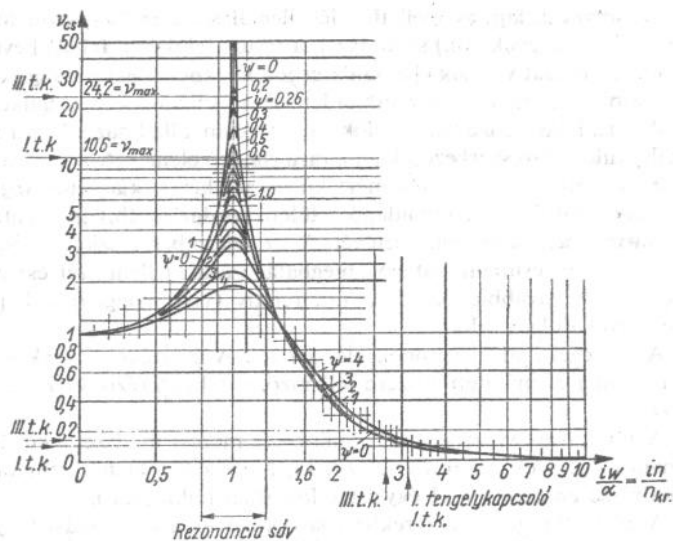
rendkívüli terheléskor, vagyis III. terhelési esetben

$$\sigma_{meg} = \frac{\sigma_F}{1,2}$$

Ha az igénybevétel nyírás, akkor mindhárom terhelési esetben $\tau_{meg} = 0,58 \sigma_{meg}$;

ha pedig palástnyomás, akkor mindhárom terhelési esetben $\sigma_{p meg} = 1,80 \sigma_{meg}$.

A 34.5. táblázatban felsorolt szerkezeti anyagok megengedett feszültségeit a 34.6. táblázat tartalmazza. A táblázatban az eddig meghatározott



35.12. ábra. Csillapításos lengő modell nagyítás függvénye

2. A tengelykapcsoló munkapontjára nézve hasonló megállapításokat tehetünk, mint a csillapítás nélküli esetben, vagyis legjobb, ha $i\omega/\alpha \cong 3...5$.

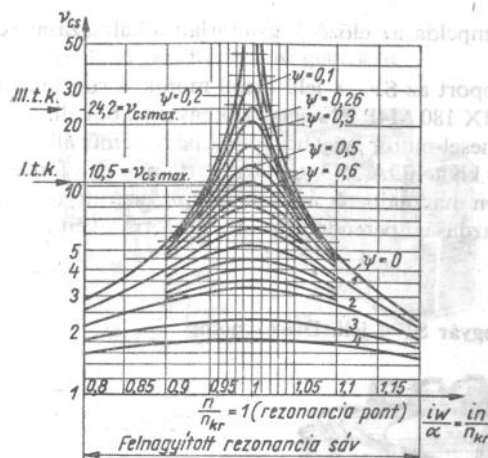
3. Megállapíthatjuk, hogy a csillapított rendszer esetén a rezonanciaponton való áthaladásnál meghatározható nagyítási tényező maximuma a csillapítás hatása folytán lényegesen kisebb, mint csillapítás nélküli esetben, s végtelen nagyra még elvileg sem növekedhet.

A 35.13. ábra a rezonanciasáv nagyítását mutatja, amelyből v_{cs} maximuma határozható meg.

Az $i\omega/\alpha = 3...5$ esetben a csillapítás már nem játszik lényeges szerepet, de nagyon fontos lehet, ha a rezonancia környezetében kell üzemelnie vagy azon gyakran átlépnie (pl. gyakori indítás, megállás, vagy terhelésváltozásokor).

Összegezve következtetéseinket: lehetőleg lágy, a gerjesztő frekvenciához képest aláhangolt rendszert kell létrehozni.

Az adott ψ relatív csillapítási tényezőjű tengelykapcsolóval összekötött rendszer munkapontját lengéstanilag, az $\frac{i\omega}{\alpha} = \frac{n}{n_{krit}}$ szögsebesség



35.13. ábra. Rezonanciasáv kinagyítása

ség vagy fordulatszámviszony határozza meg. A kritikus fordulatszám meghatározása:

$$n_{krit} = \frac{n_s}{i} \quad \text{összefüggéssel történik.}$$

Az összetartozó értékpárok $\left(\frac{n}{n_{krit}}; v_{cs}\right)$ természetesen ábrázolhatók a rezonanciagörbén.

Emlékeztetünk arra, hogy ψ a paraméter.

A tengelykapcsolóval összekapcsolt gépek adott esetben érzékenyek lehetnek a szögsebesség ingadozásra (pl. belső égésű motorral hajtott villamos generátor).

Ilyenkor szükséges, hogy az egyenlőtlenségi fokot (δ) is ellenőrizzük:

$$\delta = \frac{2M_i}{(J_m + J_l) \omega^2} \psi$$

az összefüggésben a

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{névl}} = \frac{\Delta\omega}{\omega_{névl}} \quad \text{jellemző a gép egyenletes (vagy egyenlőtlen) járására (lásd 20. fejezet).}$$

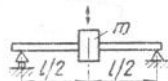
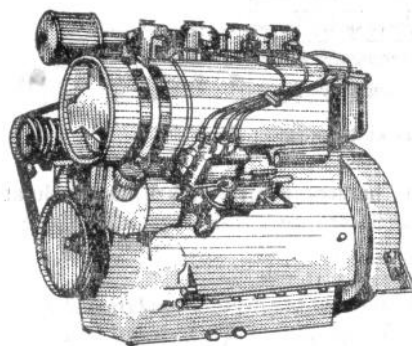
A következő számpélda az előzőek gyakorlati alkalmazását segíti elő.

A vizsgált gépcsoport az SF-4 jelű diesel-motor, a rugalmas tengelykapcsoló, és az SHX 180 M4P jelű generátoregységekből áll.

Az SF-4 jelű diesel-motor négyhengeres, négyütemű álló, soros elrendezésű léghűtéses kivitelű. A 35.3. táblázat tartalmazza a fontosabb jellemzőket. Előnyösen használható áramfejlesztők, szivattyúk, hajógépek, ipari és mezőgazdasági berendezések stb. erőforrásaként.

35.3. táblázat

Kismotor- és Gépgyár SF-4 jelű Diesel-motor



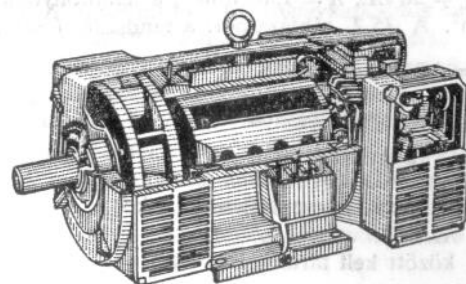
Lökettérfogat	3456 cm ³
Fordulatszám	1500–1800–2200/min
Tartós teljesítmény	36–40–46 LE
Fajlagos tüzelőanyagfogyasztás	175–180–190 g/LE·h
Fajlagos kenőolajfogyasztás	3 g/LE·h
Száraz tömeg	430 kg
Körvonalméretek	940×610×900 mm
A motor lendítőnyomatéka, GD^2	4,6 kp·m ²

Az SH jelzésű kefenélküli feszültségtartó generátorok jellemzőit a 35.4. táblázat tartalmazza.

Alkalmazása olyan esetekben indokolt, amikor az országos hálózattól független energiaforrásra van szükség (pl. hajókon, járműveken, gazdaságokban, út- és vasútépítkezéseknél, geológiai kutatásoknál) vagy nagy fontosságú berendezések biztonsági ellátására (vasútbiztosító beren-

35.4. táblázat

Kefenélküli feszültségtartó generátor



Typus	Teljesítmény, $P, \text{ kW}$	Teljesítmény tényező, $\cos \varphi$	Feszültség, $U, \text{ V}$	Áramerősség, $I, \text{ A}$	Fordulatszám, $n, \text{ 1/p}$	Hatásfok, $\%$	Lendítőnyomaték, $GD^2, \text{ kp}\cdot\text{m}^2$	Tömeg, kg	Megjegyzés
SH 125 L2	4	0,8	400/231	5,8	3000	73	0,25	75	Peremes kivitelben is
SH 140 L2	7,5	0,8	400/231	11	3000	78	0,47	100	
SHX 180 M2	33	0,8	400/231	18	3000	83	1,75	220	
SH 125 L4	3	0,8	400/231	4,3	1500	75	0,25	75	Traktorgenerátorként is. Peremes kivitelben is
SH 140 L4	5,5	0,8	400/231	8	1500	80	0,75	100	
SHX 160 L4	15	0,8	400/231	22	1500	82	1,00	160	
SHX 180 M4	22	0,8	400/231	32	1500	85	1,75	220	
SHX 200 M4	33	0,8	400/231	48	1500	86	2,9	295	
SHX 225 M4	50	0,8	400/231	72	1500	87	4,8	410	
SHX 250 M4	75	0,8	400/231	108	1500	89	8,1	545	
SHX 280 M4*	110	0,8	400/231	160	1500	91	13,5	750	
SHX 315 M4*	200	0,8	400/231	290	1500	92	30,0	1300	
SHX 355 M4*	280	0,8	400/231	360	1500	92,5	42,0	1650	
SHX 400 M4*	400	0,8	400/231	580	1500	93	76,0	2300	
SHY 315 M4	90	1,0	1500	60	1500	90	27,0	1000	1 fázisú vasúti fűtőgenerátor

* A táblázatban megadott értékek $f = 50 \text{ Hz}$ periódusra vonatkoznak.

Megjegyzések:

A generátor mindkét irányban foroghat, forgásirányváltozásnál semmiféle állításra nincsen szükség.

A fordulatszám tűrési tartomány: $\pm 5\%$

A beállítható kapocsfeszültség: $+2,5\%$
 $-5,0\%$

S = szinkrongép

H = csepegővíz ellen védett, önszellőzésű kivitel

X = kétvasteű háromfázisú gép

Y = kétvasteű egyfázisú gép

A betűk után következő számcsoport a gép tengelymagasságát mm-ben adja meg; a következő betű a lemezhosszra jellemző (S, M vagy L). Az utolsó szám a pólusszámot jelöli.

dezek, telefonközpontok, nagy érzékenyséű elektronikus számológépek stb.).

A motor adatai: $P = 36 \text{ LE}$, $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ a lendítőnyomaték $(GD^2)_{\text{motor}} = 4,6 \text{ kp}\cdot\text{m}^2$. A 35.2. táblázatból: a rendszám $i = 2$, az $\frac{M_i}{M_0} = 2,9$, és $\frac{M_{\text{max}}}{M_0} = 4,7$.

Az alkalmazott generátor lendítőnyomatéka;

$$(GD^2)_{\text{generátor}} = 1,75 \text{ kp}\cdot\text{m}^2.$$

A folyamatos üzem közben az egyenlőtlenségi fokot

$$\delta = \frac{1}{250} \dots \frac{1}{300} \quad \text{között kell tartanunk.}$$

Megjegyezzük, hogy például világítási áramnál a $\delta = \frac{1}{200}$ már

látható vibrálást okoz.

A gépcsoport lengéstanai vizsgálatánál a műszaki gyakorlatban alkalmazott mértékrendszert használjuk. A gépeket gyártó vállalatok a gépekre jellemző adatokat a műszaki mértékrendszernek megfelelő egységekben adják meg. A következő kiindulási jellemzőkre van szükségünk:

A motor üzemi-nyomatéka a munkapontban:

$$M_0 = 716,20 \frac{P}{n} = 716,20 \frac{36}{1500} = 17,20 \text{ m}\cdot\text{kp}.$$

A tehetetlenségi nyomaték értékei:

$$J_m = \frac{(GD^2)_m}{4g} = 0,0255 (GD^2)_m = 0,0255 \cdot 4,6 = 0,117 \text{ kp}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^2,$$

$$J_t = 0,0255 (GD^2)_g = 0,0255 \cdot 1,75 = 0,0446 \text{ kp}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^2.$$

Indításkor (gyorsításkor) a tengelykapcsolót az előzőek szerint:

$$M_i = \frac{M_{\text{max}}}{M_0} \frac{J_t}{J_m + J_t} M_0 = 4,7 \frac{0,0446}{0,117 + 0,0446} 17,2 =$$

$$= 22,3 \text{ m}\cdot\text{kp} \quad \text{nyomaték terheli.}$$

A tengelykapcsolóra ható nyomaték maximuma $\frac{M_{\text{max}}}{M_0}$ alapján:

$$M_{\text{max}} = 4,7 M_0 = 4,7 \cdot 17,2 = 81 \text{ m}\cdot\text{kp}.$$

A rugalmas tengelykapcsoló kiválasztásánál három típust vizsgálunk.

I. A rugalmas tárcsás tengelykapcsolók egyik legkorszerűbb típusa a Poligon (Juboflex) kapcsoló (35.5. táblázat).

A táblázat a kapcsoló ábráját és jellemző adatait tartalmazza.

Az előzőekben számított adatok alapján a 8 sorszámú tengelykapcsolót választjuk. Az $M_T = 40 \text{ m}\cdot\text{kp}$, $M_{T_{\text{max}}} = 100 \text{ m}\cdot\text{kp}$, $s = 33 \cdot 10^3 \text{ cm}\cdot\text{kp}/\text{rad}$ és $(GD^2)_m = 0,16 \text{ kp}\cdot\text{m}^2$.

A tengelykapcsoló lendítőnyomatéka nagyságrenddel kisebb, mint az összekapcsolt gépek lendítőnyomatékai, ezért elhanyagolható. A rendszer mint kéttömegű lengőrendszer vizsgálható (35.7c ábra).

A saját körfrekvencia:

$$\alpha = \sqrt{s \frac{J_m + J_t}{J_m J_t}} = \sqrt{330 \frac{0,117 + 0,04464}{0,117 \cdot 0,04464}} = 102 \text{ s}^{-1}.$$

A saját lengésszám:

$$n_s = 9,55 \alpha = 9,55 \cdot 102 = 975 \text{ min}^{-1},$$

és a kritikus fordulatszám:

$$n_{kr} = \frac{n_s}{i} = \frac{975}{2} = 487,5 \text{ min}^{-1}.$$

Az üzemi állapotban lengéstanilag az $\frac{n}{n_{krit}}$ abszcisszapont jellemzi a tengelykapcsolót.

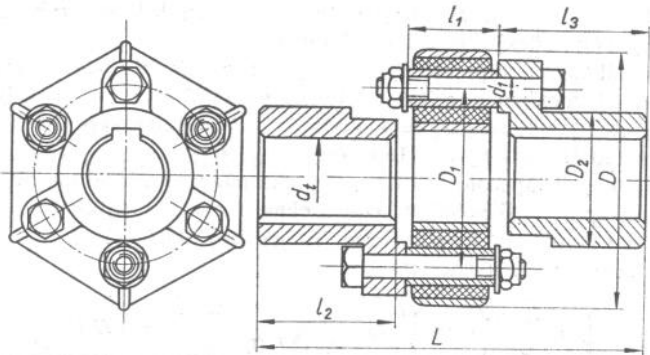
$$\frac{i\omega}{\alpha} = \frac{n}{n_{krit}} = \frac{1500}{487,5} = 3,08.$$

Ehhez a ponthoz tartozó ordinátaérték (a nagyítási tényező v_{cs}):

$$v_{cs} = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}{\left[1 - \left(\frac{i\omega}{\alpha}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}}.$$

A Poligon-kapcsoló rugalmas elemének szerkezeti kialakítása viszonylag nagy csillapítást eredményez. Megjegyezzük, hogy az előfeszített poligon-gyűrű alkalmazása esetén keményebbé válik a tengelykapcsoló, élettartama azonban jelentősen megnövekedik (megfelelő előfeszítéssel csak nyomófeszültség ébred a Poligon-gyűrűben).

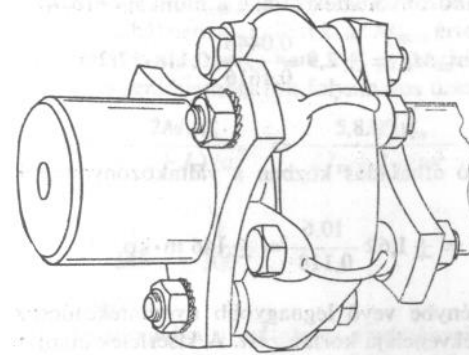
Polygon tengelykapcsolómérete (Vulkan Kupplungs- und Getriebebau)



Sorszám	Nyomatékok, m·kp			Elszavardás szög°		n _{max} , min ⁻¹	Tengelyhibák			Visszaállító erők			Rugómeresség, s _s 10 ³ kp·cm / rad.
	M _{cs}		M _{WD} (550)	normál	max.		axiális, mm	radiális, mm	szög, °	axiális, kp/m	radiális, kp/mm	nyomaték, szög, m·kp/°	
	normál	max.											
1.	1,2	3	±0,6	9,5	19,6	9000	4	3	8	—	—	—	0,94
2.	2	5	±1,0	11,6	24	7000	4	3	8	—	—	—	1,25
3.	4	10	±2	9,5	19,5	6000	5	3	8	—	—	—	—
4.	8	20	±3,5	13	26	5000	6	4	8	6,5	15	0,08	3,1
5.	10	25	±4	11	23	4500	6	4	8	6,5	15	0,14	4,6
6.	16	40	±8	8,5	19	4000	7	6	8	10,5	19	0,14	6,7
7.	27	65	±14	7,3	16,8	3000	9	6	8	6	35	0,45	14
8.	40	100	±20	9	20,8	2700	12	9	8	8	35	—	25
9.	55	140	±27	7,8	18,4	2300	12	9	8	9,5	40	—	33
10.	80	200	±40	9,6	21,5	2100	12	12	8	12	45	—	52
11.	120	300	±60	4,2	9,8	1900	11	12	6	25	85	—	62
12.	180	450	±90	4,7	11,5	1700	12	15	6	35	100	—	180
13.	240	600	±120	4,5	10,9	1400	14	15	6	40	170	—	260
													350

A viszonylagos csillapítás tényezője irodalmi adatok alapján $\psi = 0,6$ értékű. Behelyettesítve a számértékeket:

$$\nu_{cs} = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{0,6}{2\pi}\right)^2}{[1 - 3,08^2]^2 + \left(\frac{0,6}{2\pi}\right)^2}} = 0,118.$$



Hosszméreték mm-ben

Lendítő nyomaték, GD ² , kp·m ²	d _t		D	L	Furatok száma	D ₁	D ₂	l ₁	l ₂	l ₃	A csavarok meghúzásához a nyomaték		Tömeg, kg
	min	max									d ₁	M ₁ m·kp	
0,0004	8	20	59	70	4	45	32	22	21	24	M6	0,78	0,5
0,0008	10	25	70	80	4	55	40	22	23,5	27,5	M8	1,85	0,8
0,002	12	30	91	90	6	65	45	28	25	31	M8	1,85	1,3
0,004	15	35	108	110	6	76	50	30	34	40	M10	3,69	1,7
0,007	20	45	118	120	6	85	63	36	36	42	M10	3,69	2,3
0,02	25	50	142	150	6	100	70	45	45	52	M12	6,26	3,3
0,08	30	68	188	170	6	132	98	50	53	60	M14	10,23	5,9
0,16	35	78	207	210	6	150	114	56	66	77	M16	15,80	9,0
0,26	40	86	235	220	6	170	125	62	67	79	M20	30,55	13
0,43	45	96	250	240	6	186	140	68	71	86	M20	30,55	16
0,78	50	110	285	280	8	210	153	78	86	101	M24	56,0	27
1,5	60	130	318	310	8	240	193	86	94	112	M24	56,0	36
3,2	70	150	370	350	8	280	227	100	107	125	M27	64,0	55

A rezonancia sávon áthaladva a viszonylagos csillapítás tényezője maximumot ér el ($\frac{i\omega}{\alpha} = 1$); ekkor, a behelyettesítés után:

$$\nu_{cs \max} = \sqrt{\left(\frac{2\pi}{\psi}\right)^2 + 1} = \sqrt{\left(\frac{2\pi}{0,6}\right)^2 + 1} = 10,6.$$

A 25.12 és 25.13. ábrán felnagyított rezonanciagörbében az előző számí-

tások eredményei természetesen egyértelműen ellenőrizhetők. A számítások eredményeit I. t. k. jelöléssel adtuk meg a $\psi = 0,6$ paraméter értékű rezonanciagörbékben. A váltakozónyomaték értéke a munkapontban:

$$M_R = \pm \frac{M_i}{M_u} \frac{J_t}{J_m + J_t} \nu_{cs} M_u = \pm 2,9 \frac{0,0446}{0,1616} 0,118 \cdot 17,2 = \pm 1,62 \text{ m} \cdot \text{kp.}$$

A rezonanciasávon való áthaladás közben a váltakozónyomaték legnagyobb értéke:

$$M_{R \max} = \pm M_R \frac{\nu_{\max}}{\nu_{cs}} = \pm 1,62 \frac{10,6}{0,118} = \pm 146 \text{ m} \cdot \text{kp.}$$

A tengelykapcsolót igénybe vevő legnagyobb nyomatékcúcsok nagysága és az ismétlődés frekvenciája korlátozott. A kísérletek alapján a gumi tartós szilárdságára jellemző biztonsági terület (azonos jellegű, mint a 13. fejezetben tárgyalt acélsanyagok biztonsági területei) bizonyos percnkénti terhelésváltozáshoz vannak kötve.

A Periflex gumiabroncs tengelykapcsolónál 360 min^{-1} ; ($M_{w/550}$), a Vulkán, ill. a Poligon-félénél pedig 550 min^{-1} ($M_{w/550}$) ez a jellemző számérték.

A hasonló, a fátörési hatásokat figyelembe vevő jellemző például a gördülőcsapágyaknál az alapteherbírás vagy a szíjfrequencia (lásd szíjhajtások fejezetét).

A választott tengelykapcsoló (8. sorszámú) esetén $M_{w(550)} = \pm 20 \text{ m} \cdot \text{kp.}$ A tetszés szerinti terhelésváltozásra vonatkoztatott ($i_n \neq 550$) nyomatéklengés:

$$M_{w(i_n)} = \pm M_{w(550)} \sqrt{\frac{550}{i_n}}.$$

A példa számértékeit behelyettesítve:

$$M_{w(i_n)} = \pm 20 \sqrt{\frac{550}{2 \cdot 1500}} = \pm 8,5 \text{ m} \cdot \text{kp.}$$

A tengelykapcsolót akkor lehet biztonsággal üzemeltetni, ha

$$\pm M_R \leq \pm M_{w(i_n)}.$$

Az eddigi számítások alapján, a munkapontig felfutásnál és üzemben $M_R = \pm 1,62 \text{ m} \cdot \text{kp.}$, tehát $\pm 1,62 < \pm 8,5$, így biztos üzemre számíthatunk.

A rezonanciasávon áthaladva $M_{R \max} = \pm 146 \text{ m} \cdot \text{kp.}$ ezt a nyomatéket a tengelykapcsoló elviseli, mert $M_{\max} = 100 \text{ m} \cdot \text{kp.}$ és bár igaz, hogy $M_{R \max} > M_{w(i_n)}$, de a rezonanciasávon az áthaladás igen rövid ideig tart, tehát nem alakulhat ki az M_{\max} értéke tartósan. Villamos áramszolgáltatás esetén pedig nem kell gyakori indítással számolnunk.

Az egyenlőtlenlégi fok folyamatos üzemben:

$$\delta = \frac{2M_i \nu_{cs}}{(J_m + J_t) i \omega^2} = \frac{5,8 M_u \nu_{cs}}{(J_m + J_t) i \omega^2} = \frac{5,8 \cdot 17,20 \cdot 0,118}{0,16160 \cdot 2 \left(\frac{1500}{9,55}\right)^2} = \frac{1}{686} < \frac{1}{300},$$

tehát megfelel.

Összefoglalva a méretezés eredményeit, megállapíthatjuk, hogy a választott tengelykapcsoló megfelel a követelményeknek, üzembe bízható, az összekapcsolással lengéstanilag megfelelő viselkedésű rendszert hozhatunk létre. A poligon-kapcsoló beépítése nem kizárt, de szerkezeti okok miatt eléggé nehézkes a megvalósítása.

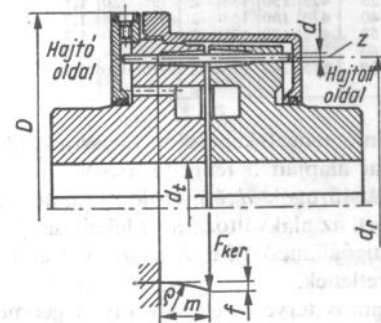
II. Alkalmazzunk a hajtó és a hajtott gép összekapcsolására lineáris karakterisztikájú Forst-féle acél tőrügős tengelykapcsolót. A Forst-féle kapcsoló ábráját, és adatait a 35.6. táblázat tartalmazza. A lineáris karakterisztikát a 35.14. ábrán látható fészkek kialakításával biztosítjuk.

Kiindulási adatok:

az üzemi nyomaték: $M_u = 17,2 \text{ m} \cdot \text{kp.}$;

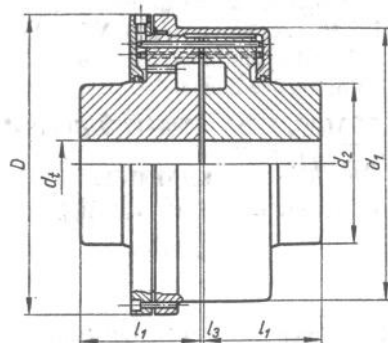
az indítási nyomaték: $M_i = 22,3 \text{ m} \cdot \text{kp.}$;

a tengelykapcsolóra ható legnagyobb nyomaték: $M_{\max} = 81 \text{ m} \cdot \text{kp.}$



35.14. ábra. Forst-féle fészkekialakítás egyik esete

Forst-féle tengelykapcsoló



Hosszméreték mm-ben

Sorszám	M_{cB} , m·kp	P/n , LE, min	n_{max} , min ⁻¹	d_t , min. max.	D	l_1	l_2	l_3	d_1	d_2	Olaj- töltés, dm ³	Tömeg, kg
1.	8,6	0,012	5400	18...32	126	55	67	1	106	60	0,1	7
2.	14,3	0,02	4300	23...40	155	60	71	1	132	78	0,125	9
3.	21,5	0,03	4300	23...50	155	60	71	1	132	78	0,125	9
4.	28,6	0,04	3800	23...50	170	70	82	1	150	88	0,16	16
5.	43,0	0,06	3800	28...55	170	70	82	1	150	88	0,16	16
6.	57,3	0,08	3300	33...60	196	75	82	1	175	100	0,2	19
7.	86,0	0,12	3300	38...70	196	75	82	1	175	100	0,2	19
8.	115,0	0,16	2250	38...70	280	90	120	1	255	135	0,5	51
9.	165	0,23	2250	38...90	280	90	120	1	255	135	0,5	51
10.	215	0,30	2250	43...90	280	100	131	1	255	150	0,6	54
11.	322	0,45	2250	48...105	280	100	131	1	255	150	0,6	54
12.	430	0,6	1900	48...105	350	125	158	1	315	190	1,0	98
13.	573	0,8	1900	58...115	350	125	158	1	315	190	1,0	100
14.	716	1,0	1500	58...125	425	140	158	2	395	220	1,5	168
15.	1075	1,5	1500	68...125	425	150	158	2	395	220	1,5	170
16.	1432	2,0	1300	78...140	470	160	158	2	435	260	1,7	200
17.	1970	2,75	1300	78...150	470	170	176	2	435	270	1,7	218
18.	2500	3,5	1200	98...160	515	180	176	2	476	290	2,0	270
19.	3045	4,25	1200	98...180	515	190	176	2	476	320	2,0	295

A táblázatból a 7. sorszámú tengelykapcsolót választjuk ($M_T = 86$ m·kp). A táblázat adatai alapján a tengelykapcsoló még nem egyértelműen meghatározott. A tűrugók d átmérője, z darabszáma, igénybevétele (hajlító feszültsége), az alakváltozása (f lehajlása, φ szögelfordulása), rugalmassága (c rugóállandója), a d_r rugósor osztókörátmérője, m a szabad hossz ismeretlenek.

Ez lehetőséget ad párhuzamos tervezésre, azaz olyan geometriai adat felvételekre, amelyek közül majd a legkedvezőbbet választjuk ki.

Vizsgálatuknál legyen:

$$d_r = 140 \text{ mm},$$

$$m = 10 \text{ mm},$$

$$z = 80 \text{ db}$$

$$\sigma_{meg} = 4000 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2},$$

$$E = 2 \cdot 10^6 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2},$$

a rugósor osztókör átmérője,

a szabad hossz,

a tűrugók száma,

a rugók anyagára (60 SM 5) megengedett

hajlítófeszültség,

a rugalmassági modulus értéke.

Az egy rugóelemre ható erő:

$$F_1 = \frac{M_T}{\frac{d_r}{z}} = \frac{8600}{\frac{14}{2} \cdot 80} = 15,3 \text{ kp}.$$

A rugó átmérőjének meghatározása hajlítóigénybevétel alapján:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32F_1m}{\pi\sigma_{meg}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 15,3 \cdot 1}{\pi \cdot 4000}} = 0,339 \text{ cm}.$$

A szabványos $d = 4$ mm rugóhuzalátmérőt választjuk, így a tengelykapcsolót még M_{max} -nál sem éri maradó alakváltozást okozó igénybevétel. Természetesen a tengelykapcsoló üzeménél nem várható, hogy huzamosan $M_T = 86$ m·kp nagyságú nyomaték ébredjen. Ezért az alkalmazott tengelykapcsoló alakváltozását és rugalmasságát az indítási- (gyorsítási-) nyomaték értékére határozzuk meg ($M_i = 22,3$ m·kp).

A rugóelemre ható erő indításkor:

$$F_i = \frac{M_i}{\frac{d_r}{z}} = \frac{2230}{\frac{14}{2} \cdot 80} \approx 4 \text{ kp}.$$

A rugóelemek lehajlása:

$$f = \frac{F_i m^3}{3IE} \quad (\text{a befogott tartó lehajlása, 8.4. táblázat}).$$

A kapcsolófelek egymáshoz viszonyított szögelfordulása:

$$\varphi = \frac{2f}{d_r} = \frac{4F_i m^3}{3IE d_r}, \quad \text{mivel} \quad F_i = \frac{M_i}{\frac{d_r}{z}}$$

behelyettesítve:

$$\varphi = \frac{8}{3} \frac{M_i m^3}{IE d_{rz}^2},$$

és a kapcsoló rugóállandója (20. fejezet)

$$c = \frac{\varphi}{M_i} = \frac{8}{3} \frac{m^3}{IE d_{rz}^2}.$$

A rugóállandó értéke természetesen független a nyomatéktól.

A számértékeket behelyettesítve:

$$c = \frac{8}{3} \frac{1^3}{\frac{0,4^4 \pi}{64} 2 \cdot 10^6 \cdot 14^2 \cdot 80} = 6,76 \cdot 10^{-8} \frac{\text{rad}}{\text{cm} \cdot \text{kp}}.$$

A gyorsuláskor bekövetkező szögelfordulás:

$$\varphi = c M_i = 6,76 \cdot 10^{-8} \cdot 2230 \approx 1,5 \cdot 10^{-4} \text{ rad},$$

és fokokban:

$$\varphi^\circ = \frac{180^\circ}{\pi} \varphi' = \frac{180^\circ}{\pi} 1,5 \cdot 10^{-4} \text{ rad} = 8,6 \cdot 10^{-3}^\circ.$$

A rugóállandó (c), és a szögelfordulás (φ°) értékek „kemény” rugózású rendszerre utalnak. Az összekapcsolt rendszer lengéstanilag csillapítás nélküli, kéttömegű modell szerint építhető fel (35.7b ábra).

A rendszer saját körfrekvenciája:

$$\alpha = \sqrt{\frac{1}{c} \frac{J_m + J_g}{J_m + J_g}}, \text{ ahol } J_m = 11,7 \text{ kp} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2 = 0,117 \text{ kp} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

$$\text{és } J_g = 4,46 \text{ kp} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2 = 0,0446 \text{ kp} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2,$$

a számértékeket behelyettesítve:

$$\alpha = \sqrt{\frac{1}{6,76 \cdot 10^{-8}} \frac{16,16}{11,7 \cdot 4,46}} = 2,24 \cdot 10^3 \text{ s}^{-1},$$

és a saját lengésszáma:

$$n_s = 9,55 \alpha = 21400 \text{ min}^{-1}.$$

A kritikus fordulatszám értéke:

$$n_{kr} = \frac{n_s}{i} = \frac{21400}{2} = 10700 \text{ min}^{-1}.$$

Az üzemi állapotot lengéstanilag az $\frac{n}{n_{krit}}$ abszcisszapont jellemzi:

$$\frac{n}{n_{krit}} = \frac{i \omega}{\alpha} = \frac{1500}{10700} = 0,14.$$

A nagyítási tényező értéke:

$$\nu = \frac{1}{1 - \left(\frac{i \omega}{\alpha}\right)^2} = \frac{1}{1 - 0,14^2} \approx 1,02.$$

Az összetartozó értékpár helyét bejelöltük a 35.10. ábrán lévő rezonanciafüggvénybe (II t. k.).

A gerjesztett lengésből származó a kapcsolót terhelő járulékos nyomaték értéke:

$$M_R = \pm \frac{M_i}{M_B} \frac{J_t}{J_m + J_t} M_B \nu = \pm 2,9 \frac{0,0446}{0,1616} 17,2 \cdot 1,02 \approx 14 \text{ m} \cdot \text{kp}.$$

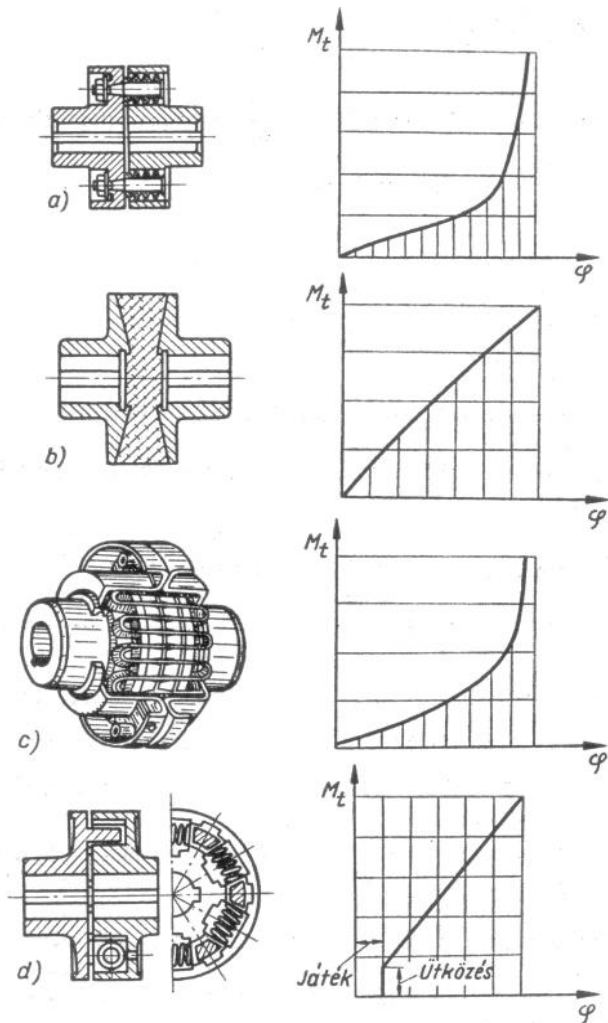
Az eredmények értékelésénél nagyon lényeges megjegyzéseket kell tennünk.

1. A méretezésnél „kemény” rugózású rendszert alakítottunk ki.

Az $\frac{i}{\alpha} = 0,14$ érték elfogadható, a rendszer „fölehangolása” megfelelő (a nagyítási tényező értéke $\nu = 1,02$), rezonanciaveszély nem alakulhat ki.

2. A $\pm M_R$ járulékos nyomaték nagyon magas értékű ($\pm 14 \text{ m} \cdot \text{kp}$), ez olyan nagy fárasztóigénybevételt jelent, hogy ezt megengedni nem szabad. Felhívjuk a figyelmet arra, hogy a változónyomaték meghatározását a rugalmas elem szerepének vizsgálatával végeztük, de a $\pm M_R$ nyomaték az erőtvitelben résztvevő minden elemnek a fáradásos törésére vezethet. Ez a megállapításunk ismételt az akció-reakció elvének szerepét hangsúlyozza.

3. A $\pm M_R$ nyomaték fárasztó igénybevételét csökkenteni „fölehangolással” nem lehet, $\frac{i \omega}{\alpha} \cong 3 \dots 5$ arányt kell („aláhangelést”) megvalósítani.



35.15. ábra. Különböző rugalmas tengelykapcsolók jelleggörbéi
 a) gumidugós kapcsoló; b) egyenszilárdságú gumitárcsás; c) Bibby-féle tengelykapcsoló;
 d) Csavardugós kialakítású tengelykapcsoló

tani, ill. tervezni. Igaz, hogy ilyenkor a munkapontra felfutás közben (gyorsításkor) szükségszerűen át kell haladnia a rezonanciasávon. Amennyiben ez kellő sebességgel történik, úgy nem jelent veszélyt a szerkezetre, nincs elég idő arra, hogy a lengés amplitúdója „végtelenre” növekedjék (törés következzen be). A lengés amplitúdója azért sem növekedhet végtelenre, mert mindig van kismérvű csillapítás.

A Forst-kapcsoló esetén, ha a fészekialakítás körív profilú, akkor a rugó és a felfekvő felület közötti súrlódás csillapításként hat. A témára vonatkozó irodalom alapján közöljük, hogy a viszonylagos csillapítási tényező $\psi = 0,5 \dots 0,6$ értékű is lehet, az előzőekben közölt fészekialakítás esetén. A méréseket Bibby- és Forst kapcsolókkal végezték.

Megjegyezzük, hogy ilyenkor a rugó szabad hossza változik, tehát a rugóállandó sem lineáris, a terheléstől függően növekszik, ami a rezonancia szempontjából kedvező.

Gyakorlásképpen ajánljuk az olvasónak, hogy a geometria változtatásával (d , m stb.) tervezzék lágy rugózású rendszert, és az eredményeket értékelje dinamikailag, lengéstanilag, ill. szilárdságtanilag.

4. A szerkezeti kialakítás csak bonyolult beépítést tenne lehetővé, ezért az alkalmazását emiatt is kerülni kell.

III. A gépészeti gyakorlatban elterjedt rugalmas tengelykapcsolókat és a jellemző rugó karakterisztikákat mutatja a 35.15. ábra. Ezek közül az egyszerű kivitele és olcsó előállíthatósága miatt jelentős előnyvel rendelkezik más típusokkal szemben a gumidugós tengelykapcsoló. Vizsgálatunkhoz a Wülfel-féle szabadalom alapján gyártott ún. bordázott gumidugós tengelykapcsolót választjuk. A rugalmas elem bordázott kialakításával $\psi = 0,26$ relatív csillapítású és mintegy $3 \dots 4^\circ$ szögelfordulásig lineáris karakterisztikájú.

A Szovjetunióban hasonló, de tárcsaszzerű elemekből összeállított rugalmas kapcsoló terjedt el. Az erőátvivő csapokat 1 : 10 kúposágú lyukba, szorítással fogják be. Széles körű felhasználásra alkalmas.

A 35.7. táblázat tartalmazza a tengelykapcsoló fő méreteit és jellemzőit. A táblázathoz tartozó 35.16. ábra öntött (a), és hegesztett (b) kivitelűt mutat be.

Kiindulási adatok: $P = 36 \text{ LE}$, $n = 1500 \text{ min}^{-1}$.

$J_m = 11,7 \text{ kp} \cdot \text{cm s}^2$, $J_t = 4,46 \text{ kp} \cdot \text{cm s}^2$

$\frac{M_i}{M_a} = 2,9$ és $\frac{M_{\max}}{M_a} = 4,7$, $i = 2$ (rendszer).

A motor üzemi nyomatéka a munkapontban: $M_a = 17,2 \text{ m} \cdot \text{kp}$.
 Indításkor a tengelykapcsolót, $M_i = 22,3 \text{ m} \cdot \text{kp}$ nyomaték terheli.

Gumidugós tengelykapcsoló méretei (Eisenwerk Wülfel), normál és

Sor- szám	P/n LE, min.	n_{max} , min ⁻¹	d_1 (kb.-i értékek min. max.)	D	D ₁	D ₂	L	L ₁
2	0,0063	5000	12...25(25)	97	97	—	73	—
3	0,014	4500	16...30(40)	112	112	—	83	—
4	0,032	4000	20...40(50)	130	130	—	103	—
5	0,07	3600	20...50(55)	160	160	—	122	—
6	0,12	3000	25...65(75)	190	190	—	152	—
7	0,20	2650	30...75(90)	225	225	—	183	—
8	0,30	2250	35...90(100)	270	270	—	203	—
9	0,45	2000	40...100(110)	300	300	—	243	—
10	0,67	1800	45...110(125)	340	305	310	283	284
11	1,0	1650	55...125(140)	380	345	350	323	324
12	1,5	1500	65...140(160)	440	400	405	364	365
13	2,2	1250	75...160(180)	500	455	460	404	405
14	3,4	1120	85...180(200)	560	505	505	444	445
15	5,0	1000	95...200(220)	640	585	585	504	505
16	7,5	850	110...220(250)	750	685	685	565	566
17	11,2	750	125...250(280)	880	815	815	645	646
18	17	630	140...280(320)	1000	920	920	725	727
19	25	560	160...320(360)	1120	1040	1035	805	807
20	38	500	180...360(400)	1250	1150	1140	906	908
21	56	400	200...400(450)	1500	1400	1390	1006	1008
22	85	360	220...450(500)	1750	1650	1620	1126	1128

* A zárójeles számérték a csapos tárcsára vonatkozik

A legnagyobb nyomatók: $M_{max} = 81 \text{ m} \cdot \text{kp}$ A kiválasztásra jellemző $\frac{P}{n} = \frac{36}{1500} = 0,024 \text{ LE min}$ értékű.A 4. sorszámú kapcsolót választjuk, amelyre $\frac{P}{n} = 0,032 \text{ LE min}$, $n_{max} = 4000 \text{ min}^{-1}$, $G = 5,6 \text{ kp}$, $\varphi = 3,4^\circ$ (eddig a szögelfordulásig várható linearitás), a $(GD^2) = 0,046 \text{ kp} \cdot \text{m}^2$ értékű.

A kapcsolóméret meghatározása lehetőségét ad párhuzamos tervezésre. Az általunk vizsgált tengelykapcsoló szerkezeti méretei a következők legyenek:

a csapközépméret: $D_k = 150 \text{ mm}$,
az erőátvivő csapok száma: $z = 6 \text{ db}$,

hegesztett változat

Hosszméretek mm-ben

l	l ₁	l ₂	l ₃	l ₄	Lendítő nyomatók, kpm ² ha a tárcsák			Tömeg, kg			Elcsavarodási szög
					Öv	Aő	hegesztett szerkezet	Öv	Aő	hegesztett szerkezet	
30	30	20	—	—	0,0071	0,0075	—	2,0	2,2	—	3,4
35	30	20	—	—	0,0119	0,0129	—	2,4	2,6	—	3,4
40	35	25	—	—	0,0222	0,0238	—	3,6	3,9	—	3,4
50	35	25	—	—	0,043	0,046	—	5,2	5,6	—	3,4
60	40	40	—	—	0,115	0,121	—	9	10	—	3,8
75	40	40	—	—	0,253	0,263	—	15	16	—	3,2
90	50	50	—	—	0,59	0,61	—	25	27	—	3,5
100	60	60	—	—	1,42	1,51	—	40	40	—	3,6
120	60	60	—	—	2,20	2,36	—	58	63	—	3,2
140	70	70	55	35	4,25	4,59	2,4	85	90	58	3,3
160	70	70	55	35	6,2	7,3	3,8	100	125	70	2,9
180	85	85	68	45	13,9	15,9	8,2	155	190	115	3,0
200	85	85	68	45	21,7	25,4	13,7	210	215	150	2,5
220	100	100	83	50	41	43	25,1	300	310	215	3,3
250	100	100	83	50	68	71	41	400	400	300	2,8
280	120	120	102	60	157	175	93,5	630	620	460	2,8
320	120	120	102	60	291	294	188	900	920	720	2,3
360	150	150	128	75	588	631	372	1330	1380	1030	2,7
400	150	150	128	75	935	935	606	1740	1800	1450	2,5
450	190	190	160	95	1850	1915	1126	2700	2700	2050	2,9
500	190	190	160	95	3625	3850	2248	3700	3800	2500	2,3
560	190	190	160	95	6780	7080	4124	5400	5500	4200	1,9

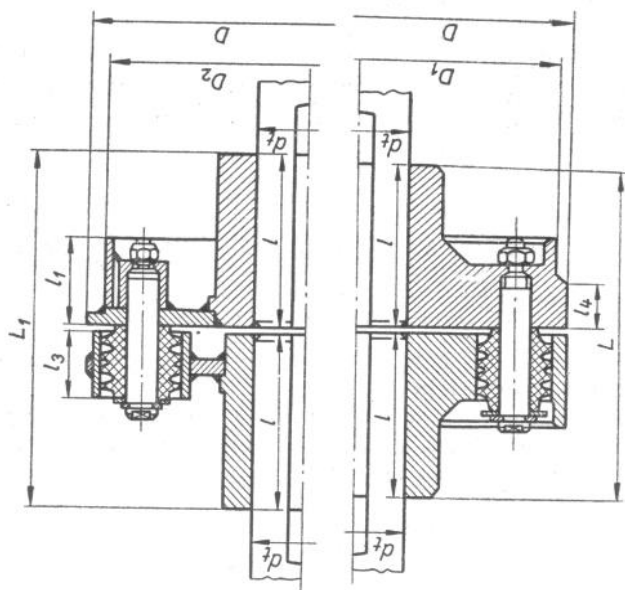
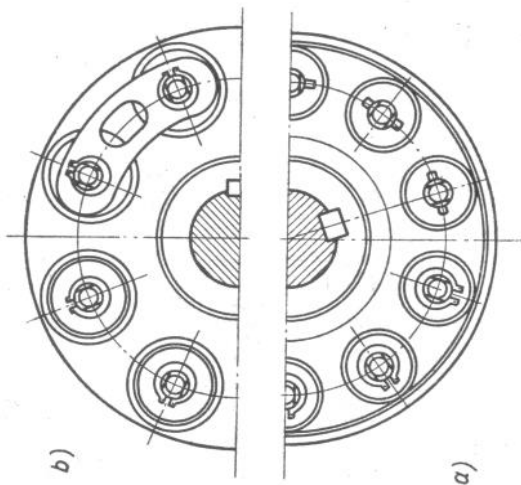
az erőátvivő csapok anyaga: A 70. $\sigma_{meg} = 1000 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}$ (hajlításra),a gumidugó átmérője: $d = 50 \text{ mm}$,a gumidugó felfekvő hossza: $l = 50 \text{ mm}$.

A gumidugón 16 bordakiképzést készítünk, és a palástnak kb. 50% alkalmas teherviselésre.

Legyen a teherviselő felület tényezője $\eta = 0,5$. A tengelykapcsoló szilárdsági méretezését $M_{max} = 81 \text{ m} \cdot \text{kp}$ nyomatókra végezzük.

Az egy csapra eső kerületi erő nagysága:

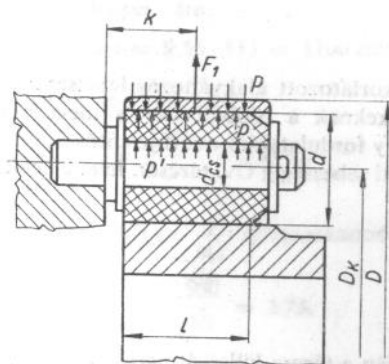
$$F_1 = \frac{M_{max}}{\frac{D_k}{2} z} = \frac{8100}{\frac{15}{2} \cdot 6} = 180 \text{ kp}.$$



35.16. ábra. *Wulfel-téle* tengelykapcsoló

A gumidugó külső felületén ébredő nyomás meghatározása (35.17. ábra):

$$p = \frac{F_1}{\eta l d} = \frac{180}{0,5 \cdot 5 \cdot 5} = 14,4 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}$$



35.17. ábra. A gumidugó méretezése

A $p = 14,4 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}$ felületi nyomás értéke megengedhető, mert nem valószínű, hogy üzemközben az M_{\max} ébred. A munkapontban $p_m = = 14,4 \frac{17,2}{81,0} = 3,07 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}$ értékű.

A magyar irodalomban a gumira megengedhető $8 \dots 10 \text{ kp/cm}^2$ felületi nyomás értéke nagyon óvatos felvételt jelent. A külföldi irodalom ennek a kétszeresét is megengedhetőnek tartja.

A csapokat hajlításra méretezzük (35.17. ábra), és befogott tartóként vizsgáljuk:

$$\sigma_{\text{meg}} = \frac{F_1 k}{d_{\text{cs}}^3 \cdot \pi} \quad \text{és kifejezve} \quad d_{\text{cs}} = \sqrt[3]{\frac{32 F_1 k}{\pi \sigma_{\text{meg}}}}$$

behelyettesítve a számértékeket:

$$d_{\text{cs}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 180 \cdot 3,5}{1000 \pi}} = 1,86 \text{ cm}$$

és így az átmérőt felkerekítve 20 mm értékűre vesszük ($d_{\text{cs}} = 20 \text{ mm}$).

A palástnyomás ellenőrzése a csap belső felületén:

$$p' = \frac{F_1}{d_{cs} l} = \frac{180}{2 \cdot 5} = 18 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2} \text{ a maximum, és a munkapontban}$$

$$p''_m = 18 \frac{17,2}{81,0} = 3,82 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}.$$

A csap belső felületén korlátozott alakváltozás lehetséges (35.17. ábra), ezért a számított értékeknek a többszöröse is megengedhető. A kapcsoló tárcsájában a nagy fordulatszám miatt jelentős feszültségek ébredhetnek. A 30 m/s kerületi sebességig Öv. tárcsát, felette acéltárcsát kell alkalmaznunk.

A kerületi sebesség kifejezése:

$$v = \frac{2\pi r n}{60} = r \frac{n}{9,55}$$

(a szerkezet geometriája alapján a tárcsa külső átmérője $D = 210$ mm). Számadatokkal:

$$v = 0,105 \frac{1500}{9,55} = 16,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}.$$

Elvileg Öv. és acéltárcsa is megfelel. Mivel dinamikus hatásokra, lengésekre számítunk, így az acéltárcsát javasoljuk alkalmazni.

A tengelykapcsolóval összekötött hajtó és hajtott géprendszer lengés-tani vizsgálata. A rendszer mint kéttömegű lengőrendszer vizsgálható, mivel a kapcsoló lendítőnyomatéka elhanyagolhatóan kicsi.

A kapcsoló rugómerevsége lineáris karakterisztikát feltételezve: $s = \frac{M}{\varphi}$. A meghatározást az indítási nyomaték értékére, és a $\varphi = 3^\circ$ szögelfordulásra végezzük:

$$s = \frac{2230}{3^\circ \frac{\pi}{180^\circ}} = 4,26 \cdot 10^4 \frac{\text{cm} \cdot \text{kp}}{\text{rad}}.$$

Megjegyezzük, hogy a tengelykapcsolókat készítő gyárak részéről a táblázatokban közölt rugómerevség, megengedett nyomaték és a szögelfordulás értékei között, jó közelítéssel lineáris kapcsolatú karakterisztika van (lásd a *Poligon*-kapcsoló esetén!).

A saját körfrekvencia:

$$\alpha = \sqrt{s \frac{J_m + J_t}{J_m J_t}} = \sqrt{4,26 \cdot 10^4 \frac{16,16}{11,7 \cdot 4,46}} = 115 \text{ s}^{-1}.$$

A saját lengésszám:

$$n_s = 9,55 \alpha = 9,55 \cdot 115 = 1100 \text{ min}^{-1},$$

és a kritikus fordulatszám:

$$n_{kr} = \frac{n_s}{i} = \frac{1100}{2} = 550 \text{ min}^{-1}.$$

Lengéstanilag az $\frac{n}{n_{kr}}$ abszcisszapont jellemzi a lengőrendszert:

$$\frac{i\omega}{\alpha} = \frac{n}{n_{kr}} = \frac{1500}{550} = 2,73.$$

Ehhez a ponthoz tartozó ordináta érték (v_{cs} nagyítási tényező):

$$v_{cs} = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{\varphi}{2\pi}\right)^2}{\left[1 - \left(\frac{i\omega}{\alpha}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{\varphi}{2\pi}\right)^2}}.$$

Az előzőekben közöltük, hogy $\varphi = 0,26$ értékű, így a behelyettesítés után:

$$v_{cs} = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{0,26}{2\pi}\right)^2}{[1 - 2,73^2]^2 + \left(\frac{0,26}{2\pi}\right)^2}} = 0,156.$$

A rezonanciasávon áthaladva a viszonylagos csillapítás tényezője maximumot ér el:

$$v_{cs \text{ max}} = \sqrt{\left(\frac{2\pi}{\varphi}\right)^2 + 1} = \sqrt{\left(\frac{2\pi}{0,26}\right)^2 + 1} = 24,2.$$

A 35.12. és a 35.13. ábrán felnagyított rezonancia-görbéken az előző számítások eredményeit természetesen egyértelműen ellenőrizhetjük. Az összetartozó értékpárt bejelöltük az ábrákba (III. t. k. jellel).

A munkapontban meghatározható váltakozónyomaték értéke:

$$M_R = \pm \frac{M_i}{M_{\bar{u}}} \frac{J_i}{J_i + J_m} v_{cs} M_{\bar{u}} = \pm 2,9 \frac{0,0446}{0,1616} \cdot 0,156 \cdot 17,2 =$$

$$= \pm 2,28 \text{ m} \cdot \text{kp.}$$

A rezonanciasávon áthaladva a váltakozónyomatéknak maximuma van:

$$M_{R \max} = \pm M_R \frac{v_{cs \max}}{v_{cs}} = \pm 2,28 \frac{24,2}{0,156} = \pm 353 \text{ m} \cdot \text{kp.}$$

Az egyenlőtlenlégi fok folyamatos üzemben:

$$\delta = \frac{2M_i v_{cs}}{(J_m + J_i) i \omega^2} = \frac{5,8 M_{\bar{u}} v_{cs}}{(J_m + J_i) i \omega^2},$$

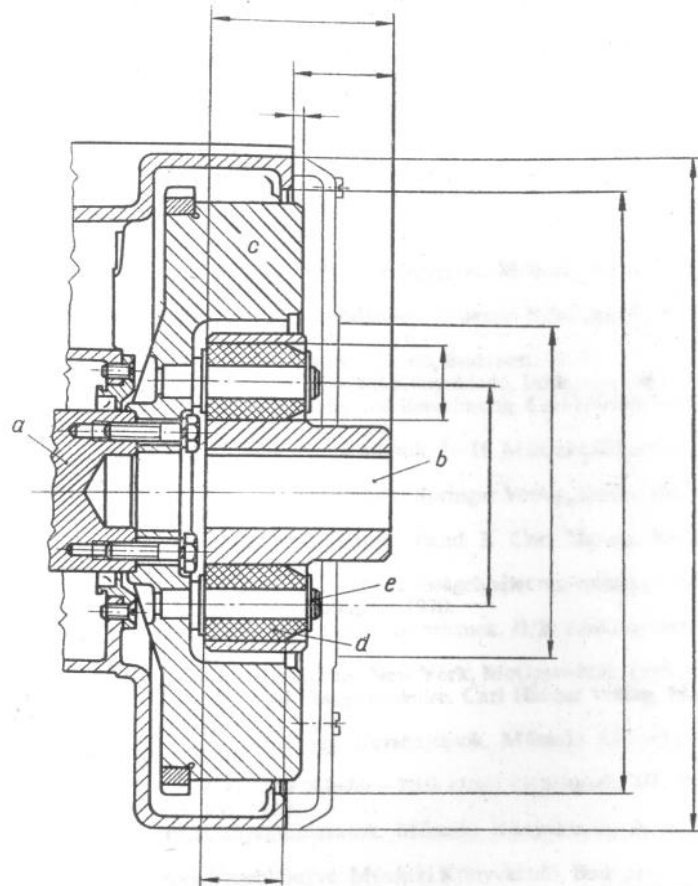
behelyettesítve a számértékeket:

$$\delta = \frac{5,8 \cdot 17,2 \cdot 0,156}{0,1616 \cdot 2 \left(\frac{1500}{9,55} \right)^2} = \frac{1}{520},$$

mivel $\frac{1}{520} < \frac{1}{300}$ tehát megfelel.

Az eredmények megfelelő viselkedésű lengőrendszert jellemeznek. Az $M_{R \max}$ értéke nagyon nagy, de mint már utaltunk az előzőekben, nem valószínű, hogy ez káros következményekkel járjon. A munkagép tartósan üzemel az $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ fordulatszámon, és a rezonanciasávon való áthaladás rövid ideig és terheletlenül (vagy kis terheléssel) történik.

Szerkezeti kialakítás nagyon praktikus lehetőséget kínál. A 35.18. ábrán mutatjuk meg a kapcsoló beépítésének megoldását. A hajtóoldal tárcsája egyben a motor lendkereke, és a koszorú alatti részben elfér a tengelykapcsoló. Az erőátvivő csapok beerősítése a lendkerékbe zsigorkötéssel történhet. Egyszerű megoldású a szerkezeti kialakítás és könnyű szerelhetőséget ígér a gépegység.



35.18. ábra. Gumidugós tengelykapcsoló gyakorlati megvalósítása
a) hajtóoldal; b) hajtott oldal; c) lendkerék; d) gumidugó; e) csap

Irodalom

- A **Bánki Donát Gépipari Műszaki Főiskola jegyzetei**. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1969–1977.
- Bálint Elemér**: Közelítő matematikai módszerek. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1966.
- Bosch, ten M.**: Gépelemek. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1957.
- Bosznay Ádám**: Műszaki rezgésstan. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1962.
- Decker**: Maschinenelemente. Gestaltung und Berechnung. Carl Hanser Verlag, München, 1971.
- Diószegi György**: Gépészeti ismeretek és adatok. I–II. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1974.
- Dubbel**: Taschenbuch für den Maschinenbau. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1970.
- Förster**: Kinematik, Technische Mechanik. Band 3. Carl Hanser Verlag, München, 1972.
- Gnyegyenko–Beljajev–Szalovjev**: A megbízhatóságelmélet matematikai módszerei. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1970.
- Horváth István–Lendvai Pál–Tar Sándor**: Gépelemek. II/2. Tankönyvkiadó, Budapest, 1968.
- Jacobsen–Ayre**: Engineering Vibrations. New York, McGraw-Hill, 1958.
- Karlsruhe Kabus**: Mechanik und Festigkeitslehre. Carl Hanser Verlag, München, 1973.
- Dr. Knoll Imre**: Szij-, lánc-, kötél- és dörzshajtások. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1974.
- Kovács Attila–Kőszegi Jenő–Tar Sándor–Tóth Ottó**: Gépelemek. I/1. Tankönyvkiadó, Budapest, 1970.
- Kovács László**: Gépipari anyagablázatok. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1976.
- Kovács László**: Műszakiak zsebkönyve. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1976.
- Dr. Ludvig Győző**: Gépek dinamikája. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1973.
- Majdán István**: Gépipari tűrések és illesztések. Szabványkiadó, Budapest, 1976.
- Makhult Mihály**: Gépalapok rezgésstani méretezése. KGM Műszaki Tájékoztató és Propaganda Intézet, Budapest, 1962.
- Mutnyánszky Ádám**: Statika. Tankönyvkiadó, Budapest, 1964.
- Mutnyánszky Ádám**: Szilárdságtan. Tankönyvkiadó, Budapest, 1961.
- Pattantyus**: Gépész- és villamosmérnökök kézikönyve. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1961.
- Petersen, C.**: Die Gestaltfestigkeit von Bauteilen. Zeitschrift des VDI, 30/52.
- Ponomarjov, Sz. P.**: Szilárdsági számítások a gépészetben. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1965.

- Rényi Alfréd: Valószínűségszámítás. Tankönyvkiadó, Budapest, 1966.
 Dr. Solti Ernő: A gazdaságos gyártás tűréstechnikai számításai. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1968.
 Sors László: Anyagtakarékosság és gazdaságos méretezés egyes kérdései. Mérnök Továbbképző előadássorozata. Budapest, 1956.
 Szabaczkó Károly—Szota György: Gépelemek, II/1. Tankönyvkiadó, Budapest, 1968.
 Szota György: Siklócsapágyak tervezése. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1974.
 Dr. Terplán Zénó—Nagy Géza—Herczeg István: Mechanikus tengelykapcsolók. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1966.
 Thibaut, R.: Gépelemek. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1973.
 Thielmann: Aufzüge Betrieb und Wartung. VEB Verlag Technik, Berlin, 1969.
 Varga Gábor—Vida András: Gépelemek. III. Tankönyvkiadó, Budapest, 1969.
 Dr. Vörös Imre: Gépelemek. I. Tankönyvkiadó, Budapest, 1970.
 Dr. Vörös Imre: Gépelemek. II. Tankönyvkiadó, Budapest, 1972.
 Dr. Vörös Imre: Gépelemek. III. Tankönyvkiadó, Budapest, 1972.
 Zsáry Árpád: Méretezés kifáradásra a gépészetben. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1965.

Tárgymutató

A

- acél csőidomok 647
 —, hegeszthető 89
 —, hidrogénnyomásálló 90
 —, kifáradási anyag jellemzői 268
 —, korrózióálló 90
 —, nemesíthető 86
 —, rúd- 90
 —, statikus anyagjellemzői 268
 —, szerszám- 89
 —, szerkezeti, általános rendeltetésű, ötvöztetlen 84
 —, termokémiai eljárással kezelt 85
 acélcsővek 647
 acéllemez tengelykapcsolók 631
 acélminőségek szilárdsági csoportjai 209
 acélöntvények 91
 acélszerkezetek csoportszáma 913
 — igénybevétele 915
 — szerkezeti anyagai 918
 acélszerkezeti kialakítások 215
 — méretezés 913
 aequatoriális, tengelyre vett másodrendű nyomaték 140
 agykialakítások gátlástényezője 291
 ajakhegesztés 660
 aknahatásfok 845
 alakparaméter, b 392
 alak tényező, α 279, 282—287, 289, 292
 alakváltozások 66
 — hajlítói igénybevételnél 150
 —, húzott rúd 74, 75
 —, képlékeny, szegecskötés 176
 — meghatározása szerkesztéssel 15
 —, varratoké 130, 131
 alapcsaprendszer 436

- alapeltérések 401, 402, 426—431
 alaplyukrendszer 435, 436
 alapméret 400
 alapvonal 401, 403
 alámetszés 772
 alkatrészek tűrés- és illesztésrendszere 400
 alkatrész-méretezés 328
 alsó folyáshatár 72
 anyagelőírások csavarkötésekhez 536
 anyagöltségek 351
 anyagminőségek jelölése, csavaroké és csavaranyáké 118
 anyagok csillapításának értékei 472
 anyagtakarékos méretezés 328
 aranymetszés szakaszfelosztáshoz 527
 aszinkron motorok 841
 azbesztcementcsövek 663
 — kötése 663, 664

Á

- általános fogazat 752, 780
 — fogazatú hajtás 779
 — korrózió, l. egyenletes korrózió
 áramlási sebességek csövekben 641
 átfogási szög, β 593
 — — tényező, K_1 598
 átfutási idő 353
 átlagos érdesség 419
 átlapoltszegecselés 555, 556, 558
 átmeneti illesztés 433, 434, 436, 437
 átmérőhányados 811, 857

B

- Bach 237
 befogott tartók, egyenszilárdságú 158
 belsőégésű motorok jelleggörbéje 941

belső fogazat 784—786
bevonatok hatása a kifáradási határra 276
bérköltések 352
Bibby-kapcsoló 631, 632
biológiai korrózió 370
biztonsági tényező 96, 207, 298—306, 385, 388, 612, 613
bordástengely 290, 554, 555
— gátlástényezője 290
— megengedhető felületi nyomásai 555
Bosch-szivattyú 699
bórszjhajtások 567
Brinell-szerinti keménységmérés 80

C

Castigliano-tétel alkalmazása 933
cementálás 85
centrális ellipszis 143, 149
centrifugális másodrendű nyomaték 142
cianidálás 85
Clapeyron-egyenletek 164, 357, 361
Coulomb-féle súrlódás 464

Cs

csapágyazás határfoka 846
—, rugalmas 506, 507
— vizsgálata 127
csapágyélettartam, járműveknél 722
csapágyfedél 702
csapágyfémek 680
— folyási határa 680
csapágyhézag, gördülőcsapágyé 705
csapágyillesztés 691
csapágyjáték 681
csapágyjellemző szám, Φ 682
csapok 414
— alapeltérései 426
csatlakozások lehetőségei, kapcsolódó alkatrészeké 433, 450
csavarás, gátoló 195
csavaremelő 544
csavarkerékhajtás 791—793
csavarkialakítás, nyíróigénybevételű 178
csavarkötés erőhatásábrája 541
— nyíróigénybevételre 544
— nyugvóterhelésre 542

csavarkötés váltakozó igénybevételhez 543
csavarment nyíróigénybevétele 180
csavarok csavarkötések méretezése, 533
— szilárdsági követelményei 538
csavarokra megengedhető feszültségek melegüzemben 543
csavarorsók méretezése 544
csavaros szorító ellenőrzése 223
csavaró erőhatások nyomatékai 20
csavaróigénybevétel 58, 187
csavarónyomatékok átvitele 36, 46
csavarugó 728, 735—737
csiga 810
—, hárombekezdésű 813
csigahajtás alappalastnyomás értékei, k_0 825
— fogszámai 818
— geometriai méretei 858
— görbületi tényezői 824
— határfoka és veszteségei 820, 859, 863
— méretezése 809
— nomogramja, szellőzőszárnas 818
csigahajtásnál ébredő erők 861
csigahajtómű határfoka 846, 847
— méretezése 852
csigakerék 810
— és csiga, profileltolással készített 812
— -koszorú terhelése 172, 173
— szilárdsági jellemzője, C_0 869
csigarugó diagramja 745
—, kettős 745
—, körszelvényű 744
— méretezése 744
csigatengely igénybevételei 870
csigán ébredő erők 821
csillapítás áthelyezése 503
— értékei 472
—, kritikus 470
—, *Lehr*-féle 470, 471
— mértéke 470, 471
— nélküli modell 943
csillapítási tényező, k 464, 471
—, relatív, ν 466, 467, 471
csillapítási modell 467
csillapítóerő 464
csillapítóhatás 464, 465, 466
csillapítóképeség 92, 466
csillapítónyomaték 464
csillapított géprendszer modellje 948

csillapított lengések 464, 468, 469
csomópontok lengőrendszerben 495, 516
csoportbeosztás lengéstani jellemzők szerint 520
csoportosítás alapelve 529
csoportrugók elrendezése 731, 732
csoporttényező 914
csövek 640
—, acél- 647
—, azbesztcement 663
— falvastagsága 644
—, ólom- 662
—, öntöttvas 644, 646
—, PVC- 664
—, réz- 662
csőben vezetett közegek sebessége 642
csőidomok, öntöttvas 645
—, temperöntésű 650
csőkarima számítása 652
csőkötés 648
—, hegesztőtökös 650
— hollandianyával 663
csőkötés, karimás 651
—, karmantyús 650
—, merev tokos, folytacél 649
—, nem oldható 648
—, oldható 650
csőszelvények 640
csővezeték belső átmérője 640
— névleges átmérője 643
— névleges nyomása és próbanyomása 647
— terhelése 137
csővégek tompahegesztése 649
csúsztatási modulus 76

D

Diesel-motor, SF-4 jelű 952
dinamikai és lengéstani vizsgálatok, tengelykapcsolóval összekapcsolt gépeké 937
— jellemzők, hajtott gépeké 937
— hajtó gépeké 939
dinamikus alapterhelés, 712
— hatások 944
— kiegyensúlyozás 509
— tényező 915
— — hegesztett kötéseknel 562
díszítések 529

dörzshajtás méretezése 616
dörzskapcsolók I. súrlódó tengelykapcsolók

E

egyensovonalú lengés 455
egyenértékű feszültség 915
— szelvények 333—336
— terhelés, P , gördülőcsapágyé 714—718
egyenletes korrózió 366
egyenlőtlenesség, gépcsoporté, δ 517
egyensúlyárdságú befogott tartók 158
— laprugó 743
egyirányú feszültségi állapot 60
— összetett igénybevétel 67, 219, 220
egynyírású szegecskötés 174
egyszabadságfokú lengőrendszer 454
egyszerű igénybevétel 57, 67
elektrokémiai korrózió, oxigénfogyasztásos 369
elemi fogazat 753
elhangolás 946
ellipszis, centrális 143
előfeszítés, szijhajtásnál 585, 592
emelőgép hajtóméchanizmusa 22
eredő megbízhatóság 396, 397
— meghatározása 23, 34
— méret 403
— szerkesztése 23
erőzsi korrózió 370
erő 15
— felbontása 23, 27, 28
— nyomatéka 18
erőáthelyezés 28
erőegyensúly vizsgálata 34, 35
erőgerjesztés 473
erőhatások fogaskerekeknel 48, 50
erőpár 19
— forgatónyomatéka 18—20
erőrendszer egyensúlya 25
—, megoszló 15, 16
eternit csövek I. azbesztcementcsövek
Euler-féle kihajlás törőfeszültsége 201
Euler-hiperbola 203
evolvens 759, 760
evolvensfogazat 761
— relatív csúszási görbéi 766
evolvensszög értékei 762—764
excentricitás, csapágyé 681

E

ékek 548
 — szereléséhez szükséges erők 548, 549
 ékhornok gátlástényezői 288
 ékhornos tengely alakltényezője 285
 ékkötés, keresztirányú 550, 551
 — méretezése 547
 ékszjhajtás 589
 — korrekciós tényezői 595, 598, 599
 ékszjhossz 593
 ékszj-megnevezés 599
 ékszjméreték 590
 ékszjprofilok 603, 604
 ékszjtárcsa 602, 605
 — -átmérők, szabványos 606
 — jellemzői 591
 — -méretek 590
 élettartam, átlagos 392, 393
 — -számítás, gördülőcsapágyé 718
 érdesség, átlagos 419
 érdességi fokozatok 417
 — jelek 417
 érzékenység, emberi 523
 érzékenységi tényező 280, 281

F

fajlagos nyúlás 72, 74
 falvastagság, csöveké 644
 fázadási mutatószám tomavarrathoz 566
 fáradásos törések 235
 fecskéfark-beépítés 114
 fedélmegoldások szerelhető 121
 fehérfehér bélés 701, 702
 fejkörök 765
 felső folyáshatár 72
 felújítási függvény I. helyreállítási függvény
 felületek formatervezése 525
 felületi érdesség 416, 418, 686, 688
 — — hatása a kifáradásra 274
 — — érdességi tényező 275
 — — kezelés hatása a kifáradásra 275
 — nyomás 108, 109
 — terhelés, mozgatóorsóké 547
 felületkifáradásos kopás 371
 felvonó méretezése 840
 felvonótorony vizsgálata 913

ferde fogazat 787
 — hajlítás 227
 feszültség, ferde hajlításnál keletkező 227
 —, hőmérséklet-változás miatti 126
 — keresztmetszet meghatározott pontjaiban 167
 —, megengedett 94, 99—103
 — összehasonlító 66, 210
 — szájában ébredő 222
 feszültségábrák összetett keresztmetszetnél 181
 feszültségesési tényező, 293, 294
 feszültséggyűjtő hatás 278
 feszültségi állapot Mohr-féle ábrázolása 232
 — —, síkbeli 61—63, 68
 — —, térbeli 64, 65
 — korróziós jelenségek 367
 — viszony szíjhajtásnál 570, 579, 580
 feszültségterelőldási tényező I. alakltényező
 fésztömítés 659, 660
 fogalaktényező 801 és a mellékleten fogaskerek geometriája 751
 — méretei és jelölései 751
 — méretezése 751
 — — Hertz-feszültségre 805
 — modulja 752
 fogazat, általános 752, 780
 —, belső 784
 —, elemi 753
 —, evolvens- 761
 —, ferde 787
 —, kompenzált egyenes 775
 —, profileltolások 769
 fogferdeségi szög 787
 fogkihegyesedés 778
 fogmagasság 754
 fogmerőlegesség tétele 756
 fognyomás 798, 799
 fogprofil 751, 761
 fogszám 752
 fogszélesség-tényező, b_1 804
 fogvastagság 754
 folyáshatár, alsó, felső 72
 — —, csavarásra 268
 — — hajlításra 268
 — — szorzó 384
 —, tartós 74
 fordulatszám, kritikus 504—508

forgásegyenlőtlenség, összekapcsolt gépcsoporté 517
 forgólengés 455
 forgórészek hegesztése 563
 — kiegyensúlyozása 509
 formaegyszerűség elve 525
 formarokonság 529
 formatervezés, ipari 524
 formatényező, k , gumirugóé 741
 Forst-féle fészkekialakítás 959
 — tengelykapcsoló 632, 960
 főfeszültség 64
 főörök 65
 főmásodrendű nyomatékok 142
 frekvencia 457

G

galvanikus korrózió 367, 368
 gazdaságos méretezés 328
 gátlástényező 279—281, 287, 288, 290—292, 298
 gátolt csavarás 195
 generátor, kefe nélküli feszültségtartó 953
 geometriai viszony 329
 gerjesztett lengés 471, 473
 gerjesztés 471
 gerjesztőhatások 474, 475
 géprendszer lengéstan vizsgálata 970
 —, merev kapcsolatú 942
 —, nem merev kapcsolatú 943
 —, összetett, modellkialakítású 943
 —, rugalmas tengelykapcsolóval összekötött 942
 Gibault-kötés 664
 golyócsapágy, axiális 711
 —, beálló radiális 711
 —, ferdehatásvonalú radiális 709
 görbületátmenetek 526
 gördülőcsapágyak élettartama 718
 — fajtái 709, 711
 —, fokozott pontosságú 705
 —, főméretei 705
 — maradó alakváltozásának ellenőrzése 719
 — méretezése 704, 712
 görgőcsapágy, beálló axiális 711
 —, beálló radiális 711
 görgős hajtólánc 613, 615

grafitképző elemek 91
 grafitkiválást gátló elemek 91
 gumi ékszjak 603, 604
 gumidugó méretezése 969
 gumidugós tengelykapcsoló 632, 633, 966, 973
 gumirugók méretezése 737
 —, nyírásra igénybevett 737
 gumituskós tengelykapcsoló 633

H

Haigh-diagram 243
 hajlékony és mozgékony tengelykapcsolók 627, 633
 hajlítás, ferde 227
 hajlítgatási szám 573, 585, 601
 hajlítgatások száma I. szíjfrequencia hajlítógénybevétel 138
 hajlítólengések 511, 514, 516
 hajlító-lengő kifáradási határfeszültség 269
 hajlítómerevség 151
 hajtómotor teljesítménye és típusa 839
 hajtóműtengely 876
 hajtótárcsa tengelyének méretezése 876
 Hardy-tárcsás tengelykapcsoló 633, 634
 határeltérés, alsó, felső 401, 402
 határfeszültség 94, 210, 384
 —, kifáradási 239, 269
 határfogszám 791
 határfordulatszám 713
 határigénybevétel szorzó I. folyáshatár-szorzó
 határméret, alsó, felső 401, 402
 határterhelés, furattal gyengített lemez 387
 hatásvonal 15
 háromfázisú motorok rövidrezárt forgórészrel 940
 háromtámaszú tartó igénybevételi ábrái 888, 891
 — — kéttámaszú tartóra bontása 889
 — — tengely 877
 háromtömegű lengőrendszer 493, 494
 Hünchen 273
 hegesztett kötések méretezése 561
 — — vizsgálata 130
 hegesztési sorrendterv 131, 132
 hegeszhető acélok 89
 helyettesítő bemetszési sugár 295, 296

helyettesítő modellek, összekapcsolt géprendszerek 941
helyreállítási függvény 397
— sűrűség, λ 398
Hempel 270
hengerelt köracélok 880
hengeres csigák és csigakerekek 815
— kapcsoló 638
hengergörgős csapágó, radiális 711
Henry-féle csepegtetőolajozó 698
Hertz-feszültségtényező, *F* 864
Hertz-féle összefüggések 134
hevederes lánc méretezése 111
— szegecskötések 556
héjas tengelykapcsolók 628
hidegalakítás hatása a kifiradásra 275
hidegtartalék 397
hidrogénkorrózió 368
hidrogénnyomásálló acél 90
hiszterézis, mechanikai 464, 465
Hooke-törvény 77
hordugóacél, sima 748
horonykialakítás siklócsapágónál 697
horonykopások 374
hosszirányú zsgorodás, varratoké 131
hődilataációs tengelykapcsoló 636
hőtágulási együttható, fémeké 126
húsvastagság 171
húzás 57
— és hajlítás, egyidejű 232
— -nyomás folyáshatára 268
húzott és nyomott oszlopok 136
húzó csavarrugó 732
húzófeszültség szíjhajtásnál 581
húzóigénybevétel 74, 106
hűlési idő 132
hüvelyes gumidugó 740

I

ideális inerciasugár 214
— karcsúsági tényező 216
idomtömítés 659
igénybevétel, egyszerű 57, 67
—, ismétlődő 234
— megállapítása 27—31
—, összetett 58, 219
illeszkedés 433
—, közepes 435
illesztés ábrázolása 451
—, ajánlott 446—449

illesztés, átmeneti 433, 436, 437
—, laza 433, 436, 437
illesztési v. súrlódási korrózió 370
— választék 437
impalla hegesztés 382
inerciaellipszis 143
inerciasugár, ideális 214
ipari formatervezés 524
ismétlődő igénybevétel 234
— — frekvenciája 272
— terhelés 236
— terhelési esetek 238
ISO illesztési rendszer 414, 435

J

játék 433

K

kalapácsfejű rögzítés méretezése 113
kapcsolószám 782, 783
kapcsolószög, α 761
kapcsolóvonal 756, 757
karcsúsági tényező 199
— —, ideális 216
— — határértéke 201
kardáncsuklós tengelykapcsoló 635
karimás csődkötés 651
karmantyú 651
„katasztrofális” meghibásodás 395
kazánfenékek 666
kazánformula 137, 668
kazánlemezek 669
Kelvin-féle csillapítási modell 943
kemény tömítés 658
keménységmérés 80
kenés, laza kenőgyűrűs 698
—, merev kenőgyűrűs 698
kenőanyagbevezető szerkezetek siklócsapágóknál 697
kenőanyagfogyasztás, fajlagos 684, 690
kenőberendezés, központi, siklócsapágóhoz 699
kenőolaj, siklócsapágóhoz 693
— bevezető szerkezetek 698
keresztátmenetes tengely alaktényezője 282, 283, 284
kereszttezett szíjhajtás 569
keresztirányú összehúzóadás 72
— zsgorodás, varratoké 131

keresztmetszeti tényező 151, 189, 190
kérgesítés fémekkel 85—88
kétnyírású szegecskötés 174
kétáramú tartó 180
— tartóra bontás 363
kiegyenlítő 661
kiegyszülőzatlanóság, maradó 512, 513
kiegyszülőzés, dinamikus 509, 511
—, forgórészeké 509
—, statikus 509,510
kifiradás 234
kifiradási anyagjellemzők 268
— biztonsági terület 241
— határ növelése 272, 276, 277
— határfeszültség 239, 269
— jelenségek 234
kihajlás 58, 199, 200, 201
kihajlási határfeszültség 211, 212, 213
— törőfeszültség 201
kompenzált egyenes fogazat 775
kompenzátorok I. kiegyenlítő
koncentrált erő 15, 16
kontrakció (befűződés) 72
korrózió 366
—, biológiai 370
— elleni védekezés 375
—, eróziós 370
—, galvanikus 367, 368
— hatása a kifiradásra 274
—, helyi 367
—, hidrogén 368
—, illesztési v. súrlódási 370
—, kristályközi 369
—, kristályszerkezeti 369
—, nagy hőmérsékletű 370
—, szelektív 370
—, víz hatására bekövetkező 369
korrózióálló acélok 90
kosárszerkezetek 707, 710
— betűjelei 708
költségösszehasonlítás 345—347
kör- és körgyűrűszelvények 329, 333
körfrekvencia, saját 455
köríves bemetszés alaktényezője 282, 283, 284, 285
körmös tengelykapcsoló 630
kötőcsavarok igénybevétele 536
kötőelemek és kötések 533

közepes fedés 435
— játék 435
— méret 401, 402
kristályközi korrózió 369
kritikus fordulatszám 504, 625
kúpogaskerek 794
kúpogörgős csapágó, radiális 711
kúpos csavarrugó, négyszögszelvényű 737
— tengelykapcsoló 637, 638
külpontosan nyomott tartószerkezet 927
külpontoságot figyelembe vevő tényező 218

L

lapos borszíjhajtások 507
— tömítés 658
laprugók 742
laza illesztés 433, 434, 436, 437
— karima 656
láncajtás dinamikus tényezői 614
— helyesbítő tényezői, 616
— méretezése 608
— tengelytávolsága 609, 610
lánckerékfogszámok 609
lefűvő szelep, súlyterhelésű biztonsági 29
Lehr 273
Lehr-féle csillapítás 470, 471
lemez alaktényezője, átfűrt 286
lemez kapcsolók 636
lemezgyengítés 670
lencsekompenzátor 661
lencsetömítés 660
lengések, csillapított 464, 468, 469
—, egyenesvonalú 455
—, élettani hatásai 521
—, forgó 455
—, gerjesztett 471, 473
—, káros hatásai 521
— összehasonlítása, mechanikai 456
—, szabad 455,458
lengésidő, csillapított lengése 468
lengéskép, több tömegű lengőrendszer 495
lengésszám, saját 457
lengésszigetelés, aktív 492, 493
— határfoka 492
—, passzív 490, 492

lengő-húzó v. -nyomó kifáradási határ, tiszta 268
lengő menetszám, rugóé 727
lengő szilárdság 103
— terhelés 98
lengőcsavarás kifáradási határa, tiszta 268
lengőhajlítás kifáradási határa, tiszta 268
lengőrendszerek 453
— I—V. típusú 478—487
— — — számítási összefüggései 483—487
—, háromtömegű 493, 494
—, kéttömegű 498
—, szimmetrikus 497
—, több tömegű 493
lengőterhelés 238
logaritmikusan dekrementum 468, 471
lökötető csavarás kifáradási határa 268
— húzó v. nyomó kifáradási határ 268
— szilárdság 103
— terhelés 98, 238
lyuk 415
lyukak alapeltérései 426

M

magidom, keresztmetszeteké 224, 226
Malisius 131
maradó kiegyensúlyozatlanság 512, 513
Maxwell-féle felcserélhetőségi tétel 516
másodrendű nyomaték 139, 150, 188—190
— — — centrifugális 142
— — — ék- és reteszkötéseknél 189
másodrendű nyomaték meghatározása 146
— — —, pontra vett 140
— — —, tengelyre vett 140, 141
mechanikai lengések összehasonlítása 456
— vizsgálatok 70
megbízhatóság 96, 390
—, alkatrészcserevel javítható szerkezeteké 397
—, első meghibásodásig használható szerkezeteké 395
—, eredő 396, 397
— növelési lehetőségei 398, 399

megbízhatósági és meghibásodási függvények 395
megengedett feszültség 94, 99, 102, 919
meghibásodás időbeli vizsgálata 398
—, katasztrófális 395
meghibásodási arány 391
megmunkálási pontosságok 420—425
megnyúlás 74
megoszló erő 15
melegedési szám 685, 690
membránhegesztés 660
merek tengelykapcsoló 627, 628, 630
merekperselyű osztott csapágó 700
méret 400
— tűrésezett 403
méreteltérés 401, 402
méretezés csavaróigénybevételre 187
— hajlításra 138
— határterhelésre 383
— húzó- és nyomóigénybevételre 106
— nyíróigénybevételre 169
méretmegadás, túlhatározott 404
méretlánc 410, 411
méretszóródás 401
mérettényező 273, 274
minimális térfogat elve 525
minőségi fokozat 415
modell, csillapítással 468
—, helyettesítő lengéstani 452
modul 752
Mohr-féle feszültségábrázolás 65
— feszültségi kör 59
— szerkesztő eljárás 158—160
motorkiválasztás 842
mozgás szabadságfoka 454
mozgó tömitések 661
műszaki lengések vizsgálata 452

N

nagyításfüggvény 477, 491, 947, 950
nagyítási tényező 472, 475
Navier-féle összefüggés 139
nemesíthető acélok 86
Newton-féle III. alaptörvény 18
négyszögszelvények 330, 331, 332
négyszögszelvényű kúpos csavarrugó 737
névleges átmérő, csővezetéké 643
— élettartam, gördülőcsapágóé 717, 721

névleges átmérő, méret 401
— nyomás, csővezetéké 647
Niemann 817, 824, 852
nitridálás 85, 86

Ny

nyírásra igénybevett retesz 174
nyíró rugalmassági tényező 738
nyírófeszültség 179
— eredőjének meghatározása 183
nyíróigénybevétel 58
— felvételére alkalmas szerkezetek 172
nyíróerőábra, többtámaszú tartóé 359
nyíróközéppont 184—186
nyírt gumirugó 738
nyitott szíjhajtás 569
nyomaték 19
—, főmásodrendű 142
—, másodrendű 139, 150, 188—190
nyomatékvitvel 37
nyomatékvitvő tengelyek α és β tényezői 292
nyomatékgörbe, aszinkron motoré 840
nyomatéki ábra, kéttámaszú tartóé 157
— — —, többtámaszú tartóé 358
nyomás és csavarás *Mohr*-féle ábrázolása, egyidejű 229
—, felületi 108, 109
—, gömbfelületen kialakuló 110
—, hajlítás, egyidejű 223
—, hengerpaláston kialakuló 110
—, kúppaláston kialakuló 111
nyomó csavarrugó 728, 735, 736
nyomócsövek, öntöttvas 644, 645
nyomóigénybevétel 57, 106
nyomott gumirugó 740
nyugvóterhelés 94, 98, 237

O

olajozás, csepegtető 698
—, kanócos 698
olajszükségletszám 685
Oldham-tengelykapcsoló 635
ólomcsövek 662
Ortlinghaus-tengelykapcsoló 636
osztatlan csapágó 699
osztott kivitelű siklócsapágó 700
osztókörfő 753
osztókúp 797

Ö

öntöttvas nyomócsövek 646
— nyomócsőidomok 646
— nyomócsőtök, csavarkötéses 649
— — —, ólomtömitéses 648
öntvény- és hegesztésszerkezet-kialakítások összehasonlítása 343
önzárás feltétele 535
összehasonlító feszültség 66
— szám acélszerkezeteknél 913
összetett igénybevételek 219
— — —, egyirányú 58, 67, 219, 220
— — —, többirányú 58, 67, 220, 228
— szerkezetek méretezése 837
összetevő méretek 403
— — — kivonása 404
— — — összeadása 404
ötvözetlen szerkezeti acél 84

P

pajzscsapágó 699
palástnyomás 175
párhuzamos tengelyek tétele 144
párhuzamosan kapcsolt elemek 369
persely, bélésfémmel kiöntött 701
perselybiztosítás, siklócsapágóé 701
Petersen 295
Poisson-féle tényező 74, 76
poláris másodrendű nyomaték 140, 188, 189, 192, 196
poligonkötések 551
poligonprofilok 552, 553
polivinilklorid csövek 664
Polygon tengelykapcsoló 956
ponthegeztés méretezése 564
— terhelhetősége 565
potenciálsor, fémeké és ötvözeteké 368
profiletolásos fogazat 769
próbanyomás, csővezetéké 647
PVC-csővek 664

R

ragasztott kötés teherviselése 177
Rathbone-diagram 519
redukálás, csillapítása 502
—, lengőrendszer tömegei 498, 499, 503

helyettesítő modellek, összekapcsolt géprendszerké 941
helyreállítási függvény 397
— sűrűség, λ 398
Hempel 270
hengerelt köracélok 880
hengeres csigák és csigakerekek 815
— kapcsoló 638
hengergörgős csapágy, radiális 711
Henry-féle csepegtetőalajozó 698
Hertz-feszültségtényező, F 864
Hertz-féle összefüggések 134
hevederes lánc méretezése 111
— szegecskötések 556
héjas tengelykapcsolók 628
hidegalakítás hatása a kifáradásra 275
hidegtartalék 397
hidrogénkorrozio 368
hidrogénnyomásálló acél 90
hiszterézis, mechanikai 464, 465
Hooke-törvény 77
horodrugacél, sima 748
horonykialakítás siklócsapágnál 697
horonykopások 374
hosszirányú zsugorodás, varratoké 131
hődilataációs tengelykapcsoló 636
hőátviteli együttható, fémeké 126
húsvastagság 171
húzás 57
— és hajlítás, egyidejű 232
— -nyomás folyáshatára 268
húzott és nyomott oszlopok 136
húzó csavarrugó 732
húzófeszültség szíjhajtásnál 581
húzóigénybevétel 74, 106
hűlési idő 132
hüvelyes gumidugó 740

I

ideális inerciasugár 214
— karcsúsági tényező 216
idomtömítés 659
igénybevétel, egyszerű 57, 67
—, ismétlődő 234
— megállapítása 27—31
—, összetett 58, 219
illeszkedés 433
—, közepes 435
illesztés ábrázolása 451
—, ajánlott 446—449

illesztés, átmeneti 433, 436, 437
—, laza 433, 436, 437
illesztési v. súrlódási korrozio 370
— választék 437
impalla hegesztés 382
inerciaellipszis 143
inerciasugár, ideális 214
ipari formatervezés 524
ismétlődő igénybevétel 234
— — frekvenciája 272
— terhelés 236
— terhelési esetek 238
ISO illesztési rendszer 414, 435

J

játék 433

K

kalapácsfejű rögzítés méretezése 113
kapcsolószám 782, 783
kapcsolószög, α 761
kapcsolóvonal 756, 757
karcsúsági tényező 199
— —, ideális 216
— —, határértéke 201
kardáncsuklós tengelykapcsoló 635
karimás csökötés 651
karmantyú 651
„katasztrófális” meghibásodás 395
kazánfenékek 666
kazánformula 137, 668
kazánlemezek 669
Kelvin-féle csillapításos modell 943
kemény tömítés 658
keménységmérés 80
kenés, laza kenőgyűrűs 698
—, merev kenőgyűrűs 698
kenőanyagbevezető szerkezetek siklócsapágyaknál 697
kenőanyagfogyasztás, fajlagos 684, 690
kenőberendezés, központi, siklócsapágyakhoz 699
kenőolaj, siklócsapágyhoz 693
— bevezető szerkezetek 698
keresztátmenetes tengely alaktényezője 282, 283, 284
kereszttezett szíjhajtás 569
keresztirányú összehúzóadás 72
— zsugorodás, varratoké 131

keresztmetszeti tényező 151, 189, 190
kérgesítés fémekkel 85—88
kétnyírású szegecskötés 174
kétáramú tartó 180
— tartóra bontás 363
kiegyenlítő 661
kiegyensúlyozatlanság, maradó 512, 513
kiegyensúlyozás, dinamikus 509, 511
—, forgórészke 509
—, statikus 509, 510
kifáradás 234
kifáradási anyagjellemzők 268
— biztonsági terület 241
— határ növelése 272, 276, 277
— határfeszültség 239, 269
— jelenségek 234
kihajlás 58, 199, 200, 201
kihajlási határfeszültség 211, 212, 213
— törőfeszültség 201
kompenzált egyenes fogazat 775
kompenzátorok I. kiegyenlítő
koncentrált erő 15, 16
kontrakció (befűződés) 72
korrozio 366
—, biológiai 370
—, elleni védekezés 375
—, eróziós 370
—, galvanikus 367, 368
— hatása a kifáradásra 274
—, helyi 367
—, hidrogén 368
—, illesztési v. súrlódási 370
—, kristályközi 369
—, kristályszerkezeti 369
—, nagy hőmérsékletű 370
—, szelektív 370
—, víz hatására bekövetkező 369
korrozioálló acélok 90
kosárszerkezetek 707, 710
— betűjelei 708
költségösszehasonlítás 345—347
kör- és körgyűrűszelvények 329, 333
körfrekvencia, saját 455
körívés bemetszés alaktényezője 282, 283, 284, 285
körmös tengelykapcsoló 630
kötőcsavarok igénybevétele 536
kötőelemek és kötések 533

közepes fedés 435
— játék 435
— méret 401, 402
kristályközi korrozio 369
kritikus fordulatszám 504, 625
kúpogaskerek 794
kúpogörgős csapágy, radiális 711
kúpos csavarrugó, négyzögcszelvényű 737
— tengelykapcsoló 637, 638
külpontosan nyomott tartószerkezet 927
külpontosságot figyelembe vevő tényező 218

L

lapos borszíjhajtások 507
— tömítés 658
laprugók 742
laza illesztés 433, 434, 436, 437
— karima 656
láncajtás dinamikus tényezői 614
— helyesbítő tényezői, 616
— méretezése 608
— tengelytávolsága 609, 610
lánckerékfogszámok 609
lefűvő szelep, súlyterhelésű biztonsági 29
Lehr 273
Lehr-féle csillapítás 470, 471
lemez alaktényezője, átfűrt 286
lemezes kapcsolók 636
lemezzengítés 670
lencsekompenzátor 661
lencsetömítés 660
lengések, csillapított 464, 468, 469
—, egyenesvonalú 455
—, élettani hatásai 521
—, forgó 455
—, gerjesztett 471, 473
—, káros hatásai 521
— összehasonlítása, mechanikai 456
—, szabad 455, 458
lengésidő, csillapított lengése 468
lengéskép, több tömegű lengőrendszeré 495
lengésszám, saját 457
lengésszigetelés, aktív 492, 493
—, határfoka 492
—, passzív 490, 492

lengő-húzó v. -nyomó kifáradási határ, tiszta 268
 lengő menetszám, rugóé 727
 lengő szilárdság 103
 — terhelés 98
 lengőcsavarás kifáradási határa, tiszta 268
 lengőhajlítás kifáradási határa, tiszta 268
 lengőrendszerek 453
 — I—V. típusú 478—487
 — — — számítási összefüggései 483—487
 —, háromtömegű 493, 494
 —, kéttömegű 498
 —, szimmetrikus 497
 —, több tömegű 493
 lengőterhelés 238
 logaritmikus dekrementum 468, 471
 lüktető csavarás kifáradási határa 268
 — húzó v. nyomó kifáradási határ 268
 — szilárdság 103
 — terhelés 98, 238
 lyuk 415
 lyukak alapeltérései 426

M

magidom, keresztmetszeteké 224, 226
Malisius 131
 maradék kiegyensúlyozatlanság 512, 513
Maxwell-féle felcserélhetőségi tétel 516
 másodrendű nyomaték 139, 150, 188—190
 — —, centrifugális 142
 — —, ék- és reteszkötéseknél 189
 másodrendű nyomaték meghatározása 146
 — —, pontra vett 140
 — —, tengelyre vett 140, 141
 mechanikai lengések összehasonlítása 456
 — vizsgálatok 70
 megbízhatóság 96, 390
 —, alkatrészcserevel javítható szerkezeteké 397
 —, első meghibásodásig használható szerkezeteké 395
 —, eredő 396, 397
 — növelési lehetőségei 398, 399

megbízhatósági és meghibásodási függvények 395
 megengedett feszültség 94, 99, 102, 919
 meghibásodás időbeli vizsgálata 398
 —, katasztrófális 395
 meghibásodási arány 391
 megmunkálási pontosságok 420—425
 megnyúlás 74
 megoszló erő 15
 melegedési szám 685, 690
 membránhegesztés 660
 merev tengelykapcsoló 627, 628, 630
 merevperselyű osztott csapágó 700
 méret 400
 — tűrésezett 403
 méretjelölés 401, 402
 méretezés csavaróigénybevételre 187
 — hajlításra 138
 — határterhelésre 383
 — húzó- és nyomóigénybevételre 106
 — nyíróigénybevételre 169
 méretmegadás, túlhatározott 404
 méretlánc 410, 411
 méretszóródás 401
 mérettényezők 273, 274
 minimális térfogat elve 525
 minőségi fokozat 415
 modell, csillapításos 468
 —, helyettesítő lengéstani 452
 modul 752
Mohr-féle feszültségábrázolás 65
 — feszültségi kör 59
 — szerkesztő eljárás 158—160
 motorkiválasztás 842
 mozgás szabadságfoka 454
 mozgó tömitések 661
 műszaki lengések vizsgálata 452

N

nagyításfüggvény 477, 491, 947, 950
 nagyítási tényező 472, 475
 Navier-féle összefüggés 139
 nemesíthető acélok 86
Newton-féle III. alaptörvény 18
 négyszögszelvények 330, 331, 332
 négyszögszelvényű kúpos csavarrugó 737
 névleges átmérő, csövezetéké 643
 — élettartam, gördülőcsapágóé 717, 721

névleges átmérő, méret 401
 — nyomás, csövezetéké 647
Niemann 817, 824, 852
 nitridálás 85, 86

Ny

nyírásra igénybevett retesz 174
 nyíró rugalmassági tényező 738
 nyírófeszültség 179
 — eredőjének meghatározása 183
 nyíróigénybevétel 58
 — felvételére alkalmas szerkezetek 172
 nyíróerőábra, többtámaszú tartóé 359
 nyíróközéppont 184—186
 nyírt gumirugó 738
 nyitott szíjhajtás 569
 nyomaték 19
 —, főmásodrendű 142
 —, másodrendű 139, 150, 188—190
 nyomatékvávitel 37
 nyomatékvívívó tengelyek α és β tényezői 292
 nyomatékgörbe, aszinkron motoré 840
 nyomatéki ábra, kéttámaszú tartóé 157
 — —, többtámaszú tartóé 358
 nyomás és csavarás *Mohr*-féle ábrázolása, egyidejű 229
 —, felületi 108, 109
 —, gömbfelületen kialakuló 110
 —, hajlítás, egyidejű 223
 —, hengerpaláston kialakuló 110
 —, kúppaláston kialakuló 111
 nyomó csavarrugó 728, 735, 736
 nyomócsövek, öntöttvas 644, 645
 nyomóigénybevétel 57, 106
 nyomott gumirugó 740
 nyugvóterhelés 94, 98, 237

O

olajozás, csepegtető 698
 —, kanócos 698
 olajszükségletszám 685
Oldham-tengelykapcsoló 635
 ólomcsövek 662
Ortlinghaus-tengelykapcsoló 636
 osztatlan csapágó 699
 osztott kivitelű siklócsapágó 700
 osztókor 753
 osztókúp 797

Ö

öntöttvas nyomócsövek 646
 — nyomócsőidomok 646
 — nyomócsövek, csavarkötéses 649
 — —, ólomtömítéses 648
 öntvény- és hegesztett szerkezet-kialakítások összehasonlítása 343
 önzárás feltétele 535
 összehasonlító feszültség 66
 — szám acélszerkezeteknél 913
 összetett igénybevételek 219
 — —, egyirányú 58, 67, 219, 220
 — —, többirányú 58, 67, 220, 228
 — szerkezetek méretezése 837
 összetevő méretek 403
 — — kivonása 404
 — — összeadása 404
 ötvözetlen szerkezeti acél 84

P

pajzscsapágó 699
 palástnyomás 175
 párhuzamos tengelyek tétele 144
 párhuzamosan kapcsolt elemek 369
 persely, belésfémmel kiöntött 701
 perselybiztosítás, siklócsapágóé 701
Petersen 295
Poisson-féle tényező 74, 76
 poláris másodrendű nyomaték 140, 188
 189, 192, 196
 poligonkötések 551
 poligonprofilok 552, 553
 polivinilklorid csövek 664
 Polygon tengelykapcsoló 956
 ponthegeztetés méretezése 564
 — terhelhetősége 565
 potenciálsor, fémeké és ötvözeteké 368
 profileltolós fogazat 769
 próbanyomás, csövezetéké 647
 PVC-csővek 664

R

ragasztott kötés teherviselése 177
Rathbone-diagram 519
 redukálás, csillapításé 502
 —, lengőrendszer tömegeié 498, 499, 503

redukálás, rugóé 501, 503
redukált feszültség 66—68
— hossz 502
relatív csapágyjáték 691, 693
— játék, ψ 681
— —, üzemi 687
rendszám, i 945
retesz 548
— igénybevétele 174
—, íves 550
reteszkötés 548, 549
— méretezése 547
reve 369
rezonancia 476
— -függvény l . nagytávfüggvény
— -sáv kinagyítása 951
résméret 682
—, legkisebb 686
részillesztések alapelve 529
rézcsövek 662
rúdacélok, hőálló 90
rudak vetemedése, vékonyfalú 194
rúdkeresztmetszetek keresztmetszeti té-
nyezője 190
— másodrendű nyomatéka 190
rugalmas alakváltozások összefüggései
515
— elem tömege 463
— kihajlás 201
—, súrlódásos hajtások 567
— szál alakja, tartószerkezetnél
152—156
rugalmas tengelykapcsolók 627,
631
— vonal 138
rugalmassági modulus 76, 78, 79, 201
568, 580, 741,
rugó 458, 727
—, csavarásra igénybevett 727
—, hajlításra igénybevett 742
—, előfeszített 734
— méretezése csavarásra 727
— — lengő terhelésre 729
rugóacél 88
— kifáradási diagramja 730
rugóállandó 458
—, eredő 459, 462
rugókarakterisztika, gumirugóé 738
rugómerevség, eredő 462
rugótípusok számítási összefüggései
460, 461

S

sarokvarrat 562
sebességtényező 915
Sellers-csapágy 696
semleges réteg 138
— vonal 138
Siebel 293
síkbeli feszültségi állapot 61—63, 68
síklócsapágyak, dinamikus terhelésű 695
—, osztatlan 699
—, osztott 700
— szerkezeti kialakítása 695
— terhelhetősége 694
— tervezése 671—678
—, vegyes és száraz súrlódással működő
693
síklófelület, csapágyé 696
Simplex-kötés 663
skálaparaméter, t_0 392
Smith-diagram 244—267, 730
Smith-féle biztonsági terület 241, 242
Soderberg-féle eljárás 300, 301, 327
sorba kapcsolt elemek 395
spirálrugó 747
— befogása 749
 S tényező síklócsapágyakhoz 692
stabilitás 26
statikai nyomaték 171
statikus alapterhelés, C_0 712
— anyagjellemzők 268
— kiegyensúlyozás 509
Stauffer-zsrószelence 697
Steiner-tétel 181
súlyarány 329
súlycsökkenés 348
súlypont meghatározása 145
súlypontra vonatkozó alapelv 529
súrlódási szám, C 683
— tényező, szíjhajtásnál 578
súrlódásos hajtások, rugalmas 567
— korrózió 370, 371
— csökkenése fogaskerekeknel
373
súrlódó tengelykapcsolók 627, 636

Sz

szabadlengés 455, 457, 458
szabályozhatósági jelleggörbe, dörzs-
hajtásé 618

szabályozhatósági tényező, λ 617
szakadási nyúlás 72
szakítódiagram 71
szakítószilárdság l . alsó folyáshatár
szakítóvizsgálat 70, 71
szegecs igénybevétele 175
szegecselt tartály számítása 560
szegecskötés 174
—, átlapolt 555, 556, 558
—, hevederes 556
— képlékeny alakváltozása 176
— méretezése 176, 554
szelektív korrózió 370
szelvények geometriai jellemzői 329
—, teherviselésre kedvező 208
szelvénymeret, ékszíjhajtásé 592
szemcsapágy 699
Szerensen 273
szerkezeti anyagok 81
— — kiválasztása 83
— — különböző anyagok tárolásához
376—381
— elemek 531
szerszámacélok 89
széntartalom befolyása az acél szilárd-
sági jellemzőire 83, 84
szíjág megfeszülés 579
szíj átlagvastagsága 568
szíjcsúszás (szlip) 576, 577
szíjdarábszám-tényező 599, 602
szíjfrekvencia 584
szíjhajtás 567
— feszültségi viszonyai 570
—, keresztezett 569
—, módosítása 574
—, nyitott 569
szíjhossz, tompa 575
— -tényező 600, 601
szíjsebesség 576, 583
szíjszélesség 571, 581
szilárd illesztés 433, 434, 436, 437
szilárdsági jellemzők változása 73
— vizsgálatok 71
színek alkalmazása 529
szögeltérés, gördülőcsapágyé 707, 708

T

tartályok 665
— méretezése 668
— szegecselési módjai 670

tartályok terhelése 137
tartós folyáshatár 74
tartószerkezetek 152, 153
támaszponti nyomaték 358
támadáspont 15
tárcsalehűző méretezése 228
tárcsás tengelykapcsoló 629
technológiai vizsgálatok, alkatrészek
gazdaságos elkészítéséé 348
teheremelés 43, 44
tehetetlenségi ellipszis 143
teljesítménydiagram 594—597
tengelyek 622
—, alakítványozóje, keresztfuratos 286
—, háromtámaszú 877
tengelyek keresztmetszeteinek fáradá-
sos vizsgálata 894
— méretezése 622, 876
— poláris másodrendű nyomatéka,
horonnyal ellátott 192
— tompavarratos hegesztése 565
tengelykapcsoló, acéllemezes 631
—, *Bibby*- 631, 632
—, *Forst*-féle 960
—, gumidugós 633, 966
—, gumituskós 633
—, hajlékony 633
—, *Hardy*-tárcsás 633, 634
—, héjas 628
—, hődilataációs 636
—, jelleggörbéje, rugalmas 964
—, kardáncsuklós 635
—, kúpos 637, 638
—, körmös 630
—, lemezes 636
— méretezése 627
—, *Oldham*- 635
—, *Ortlinghaus*- 636
—, *Polygon*- 956
—, rugalmas 631
—, tárcsás 629
—, *Triumph*- 638
—, *Wülfel*- 968
tengelykötés, bordás 554
terhelés időbeli lefolyása 237
—, ismétlődő 236
terhelési modell igénybevételei 933
— — leegyszerűsítése 932
— szakaszok 203
— tényező 599, 602
tervszerű megelőző karbantartás 319

Tetmajer-egyenes 203
Tetmajer-féle kihajlás törőfeszültsége 201
téglalap keresztmetszetű csavart rúd 195, 194
tényleges méret 400
térbeli feszültségi állapot 64
térfogati erő I. tömegerő tisztá nyírás 196
— — *Mohr*-féle ábrázolása 170
T-jelű elágazás 647
tompá szíjhossz 575
— varrat -562
többirányú összetett igénybevétel 220, 228
többtámaszú tartó nyomatéki ábrája 358
— — -kialakítás 357
tömegerő 17
tömítések, karimás csökötéseké 658
tömítőszelencés kompenzátor 661
törőfeszültség 201
Triumph-tengelykapcsoló 638
tűgörgős csapágó 711
tűrés 402
— -alapsorozatok 412, 413, 442—445
— -egység 414, 415
— és illesztésrendszer, nemzetközi 411
— -mező 401, 402
— -minőség 414—416
— -nagyság 402
— -technikai számítások 403
— -választék 438—441
tűrésezett méret 403

U, Ű

útgerjesztés 473
üzembiztonság 349
üzemi hőmérséklet, síklócsapágó 688

V

vakkarima 654
varratgyengítési tényezők 562
varrathossz, hasznos 562
varratkialakítások feszültségviszonyai 386
vasöntvények 91
változó keresztmetszetű alkatrészek méretezése határterhelésre 385
vékonyfalú rudak 194
vizválasztó tartály 667

W

Weibull-eloszlás 391
Wöhler-görbe 240
Wülfel-féle tengelykapcsoló 968

Y

Young-modulus 77

Zs

zsírzóprés 697
zsírzószelence, *Stauffer*- 697

FELJEGYZÉSEK

Kiadja a Műszaki Könyvkiadó

Felelős kiadó: Fischer Herbert igazgató

79/5684 Franklin Nyomda, Budapest. Felelős vezető: Vágó Sándorné igazgató

Műszaki vezető: Hegedűs Ernő — Műszaki szerkesztő: Kaszala József

Tipográfia: Hegedűs Ernő

A könyv ábráit rajzolta: Horváthné M. Éva, Meyer Frigyes, Benker Gáborné

A könyv formátuma: Fr5 — Ívterjedelme: 49,6 (A5) + 1 melléklet

Ábrák száma: 584 — Példányszám: 7900

Papír minősége: 80 g magazin — Betűcsalád és -méret: Times, bg/gm

Azonosság szám: 41 733 — MŰ: 2780—i—7982

Készült az MSZ 5601 és 5602 szerint

Diószegi György

**Gépszerkezetek méretezési
zsebkönyve**

2006 FEBR 1

Gépszerkezetek méretezési zsebkönyve

Diószegi György

okl. gépészmérnök,

okl. gépszerkesztő szakmérnök

Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1979

$\alpha = 20^\circ\text{-nál}$

ője: 2,096)

Fogszám																									
10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240
																4,27	3,70	3,36	3,10	2,85	2,67	2,51	2,42	2,36	2,30
															3,98	3,67	3,28	3,04	2,86	2,68	2,55	2,42	2,35	2,30	2,26
															3,79	3,48	3,26	2,99	2,82	2,68	2,55	2,45	2,35	2,30	2,26
												3,73	3,51	3,34	3,13	2,97	2,77	2,64	2,53	2,43	2,36	2,29	2,26	2,23	
								3,71	3,60	3,50	3,35	3,23	3,09	2,98	2,84	2,74	2,59	2,49	2,42	2,34	2,30	2,25	2,22	2,21	
4,34	4,09	3,89	3,71	3,57	3,46	3,35	3,27	3,19	3,13	3,07	2,97	2,89	2,80	2,72	2,62	2,54	2,43	2,36	2,31	2,26	2,23	2,20	2,19	2,18	
3,48	3,33	3,21	3,11	3,03	2,96	2,90	2,85	2,81	2,76	2,72	2,66	2,61	2,54	2,49	2,43	2,38	2,31	2,26	2,23	2,20	2,18	2,17	2,16	2,15	
2,91	2,82	2,76	2,70	2,66	2,62	2,58	2,55	2,52	2,50	2,47	2,44	2,40	2,36	2,33	2,29	2,26	2,22	2,19	2,17	2,15	2,14	2,14	2,14	2,14	
2,52	2,48	2,41	2,41	2,38	2,36	2,34	2,33	2,31	2,30	2,28	2,26	2,24	2,22	2,21	2,19	2,17	2,15	2,14	2,13	2,12	2,12	2,12	2,12	2,13	
		2,24	2,22	2,20	2,19	2,18	2,17	2,17	2,16	2,15	2,14	2,13	2,12	2,12	2,11	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10	2,11	2,11	2,12	
					2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,08	2,08	2,08	2,09	2,09	2,10	2,10	2,11	
												1,99	2,01	2,03	2,05	2,06	2,07	2,07	2,07	2,08	2,08	2,09	2,10	2,10	
														2,00	2,03	2,05	2,06	2,07	2,07	2,08	2,08	2,09	2,09	2,10	
																2,07	2,08	2,09	2,09	2,10	2,10	2,11	2,11	2,11	
																		2,11	2,11	2,12	2,12	2,13	2,13	2,13	
																		2,13	2,14	2,15	2,15	2,16	2,16	2,16	

Fogszáru																									
10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240
																3,83	3,30	2,99	2,73	2,52	2,35	2,20	2,10	2,04	1,99
																3,23	2,88	2,56	2,50	2,33	2,21	2,10	2,03	1,98	1,94
															3,30	3,01	2,83	2,58	2,43	2,32	2,20	2,11	2,03	1,98	1,94
										3,53	3,37	3,13	3,01	2,87	2,66	2,53	2,37	2,26	2,17	2,08	2,03	1,96	1,93	1,91	
							3,19	3,10	3,02	2,94	2,82	2,72	2,61	2,52	2,40	2,31	2,20	2,12	2,06	2,00	1,95	1,91	1,89	1,88	
3,57	3,36	3,18	3,05	2,93	2,82	2,73	2,68	2,62	2,56	2,52	2,45	2,39	2,31	2,25	2,18	2,11	2,03	1,98	1,94	1,91	1,88	1,87	1,86	1,85	
2,73	2,62	2,53	2,47	2,40	2,36	2,31	2,28	2,24	2,22	2,19	2,15	2,12	2,07	2,04	1,99	1,96	1,91	1,88	1,85	1,84	1,83	1,83	1,83	1,83	
2,18	2,14	2,10	2,07	2,04	2,02	1,99	1,98	1,96	1,95	1,94	1,92	1,90	1,88	1,87	1,84	1,83	1,81	1,80	1,79	1,79	1,79	1,80	1,80	1,81	

$\alpha = 20^\circ\text{-nál}$

(ője: 2,096)

Fogszám

10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240
																4,27	3,70	3,36	3,10	2,85	2,67	2,51	2,42	2,36	2,30
															3,98	3,67	3,28	3,04	2,86	2,68	2,55	2,42	2,35	2,30	2,26
														3,79	3,48	3,26	2,99	2,82	2,68	2,55	2,45	2,35	2,30	2,26	2,23
												3,73	3,51	3,34	3,13	2,97	2,77	2,64	2,53	2,43	2,36	2,29	2,26	2,23	2,21
								3,71	3,60	3,50	3,35	3,23	3,09	2,98	2,84	2,74	2,59	2,49	2,42	2,34	2,30	2,25	2,22	2,21	2,19
4,34	4,09	3,89	3,71	3,57	3,46	3,35	3,27	3,19	3,13	3,07	2,97	2,89	2,80	2,72	2,62	2,54	2,43	2,36	2,31	2,26	2,23	2,20	2,19	2,18	2,17
3,48	3,33	3,21	3,11	3,03	2,96	2,90	2,85	2,81	2,76	2,72	2,66	2,61	2,54	2,49	2,43	2,38	2,31	2,26	2,23	2,20	2,18	2,17	2,16	2,16	2,15
2,91	2,82	2,76	2,70	2,66	2,62	2,58	2,55	2,52	2,50	2,47	2,44	2,40	2,36	2,33	2,29	2,26	2,22	2,19	2,17	2,15	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14
2,52	2,48	2,41	2,41	2,38	2,36	2,34	2,33	2,31	2,30	2,28	2,26	2,24	2,22	2,21	2,19	2,17	2,15	2,14	2,13	2,12	2,12	2,12	2,12	2,13	2,13
		2,24	2,22	2,20	2,19	2,18	2,17	2,17	2,16	2,15	2,14	2,13	2,12	2,12	2,11	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10	2,11	2,11	2,12	2,12
					2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,08	2,08	2,08	2,09	2,09	2,10	2,10	2,11	2,11
												1,99	2,01	2,03	2,05	2,06	2,07	2,07	2,07	2,08	2,08	2,09	2,10	2,10	2,11
														2,00	2,03	2,05	2,06	2,07	2,07	2,08	2,08	2,09	2,09	2,10	2,10
																2,07	2,08	2,09	2,09	2,10	2,10	2,11	2,11	2,11	2,11
																		2,11	2,11	2,12	2,12	2,13	2,13	2,13	2,12
																		2,13	2,14	2,15	2,15	2,16	2,15	2,14	2,13

Fogszám

10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240
																3,83	3,30	2,99	2,73	2,52	2,35	2,20	2,10	2,04	1,99
																3,23	2,88	2,56	2,50	2,33	2,21	2,10	2,03	1,98	1,94
															3,30	3,01	2,83	2,58	2,43	2,32	2,20	2,11	2,03	1,98	1,91
										3,53	3,37	3,13	3,01	2,87	2,66	2,53	2,37	2,26	2,17	2,08	2,03	1,96	1,93	1,91	1,89
							3,19	3,10	3,02	2,94	2,82	2,72	2,61	2,52	2,40	2,31	2,20	2,12	2,06	2,00	1,95	1,91	1,89	1,88	1,87
3,57	3,36	3,18	3,05	2,93	2,82	2,73	2,68	2,62	2,56	2,52	2,45	2,39	2,31	2,25	2,18	2,11	2,03	1,98	1,94	1,91	1,88	1,87	1,86	1,86	1,85
2,73	2,62	2,53	2,47	2,40	2,36	2,31	2,28	2,24	2,22	2,19	2,15	2,12	2,07	2,04	1,99	1,96	1,91	1,88	1,85	1,84	1,83	1,83	1,83	1,83	1,83
2,18	2,14	2,10	2,07	2,04	2,02	1,99	1,98	1,96	1,95	1,94	1,92	1,90	1,88	1,87	1,84	1,83	1,81	1,80	1,79	1,79	1,79	1,80	1,80	1,81	1,82

Fogszám																								
2	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240	280
														4,27	3,70	3,36	3,10	2,85	2,67	2,51	2,42	2,36	2,30	2,27
													3,98	3,67	3,28	3,04	2,86	2,68	2,55	2,42	2,35	2,30	2,26	2,23
												3,79	3,48	3,26	2,99	2,82	2,68	2,55	2,45	2,35	2,30	2,26	2,23	2,21
										3,73	3,51	3,34	3,13	2,97	2,77	2,64	2,53	2,43	2,36	2,29	2,26	2,23	2,21	2,19
						3,71	3,60	3,50	3,35	3,23	3,09	2,98	2,84	2,74	2,59	2,49	2,42	2,34	2,30	2,25	2,22	2,21	2,19	2,18
89	3,71	3,57	3,46	3,35	3,27	3,19	3,13	3,07	2,97	2,89	2,80	2,72	2,62	2,54	2,43	2,36	2,31	2,26	2,23	2,20	2,19	2,18	2,17	2,16
21	3,11	3,03	2,96	2,90	2,85	2,81	2,76	2,72	2,66	2,61	2,54	2,49	2,43	2,38	2,31	2,26	2,23	2,20	2,18	2,17	2,16	2,16	2,15	2,15
76	2,70	2,66	2,62	2,58	2,55	2,52	2,50	2,47	2,44	2,40	2,36	2,33	2,29	2,26	2,22	2,19	2,17	2,15	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14
41	2,41	2,38	2,36	2,34	2,33	2,31	2,30	2,28	2,26	2,24	2,22	2,21	2,19	2,17	2,15	2,14	2,13	2,12	2,12	2,12	2,12	2,13	2,13	2,13
24	2,22	2,20	2,19	2,18	2,17	2,17	2,16	2,15	2,14	2,13	2,12	2,12	2,11	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10	2,11	2,11	2,12	2,12	2,12
				2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,08	2,08	2,08	2,09	2,09	2,10	2,10	2,11	2,11	2,12
										1,99	2,01	2,03	2,05	2,06	2,07	2,07	2,07	2,08	2,08	2,09	2,10	2,10	2,11	2,11
												2,00	2,03	2,05	2,06	2,07	2,07	2,08	2,08	2,09	2,09	2,10	2,10	2,11
														2,07	2,08	2,09	2,09	2,10	2,10	2,11	2,11	2,11	2,11	2,11
																	2,11	2,11	2,12	2,12	2,13	2,13	2,13	2,12
																	2,13	2,14	2,15	2,15	2,16	2,15	2,14	2,13

Fogszám																								
2	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240	280
														3,83	3,30	2,99	2,73	2,52	2,35	2,20	2,10	2,04	1,99	1,96
														3,23	2,88	2,56	2,50	2,33	2,21	2,10	2,03	1,98	1,94	1,92
												3,30	3,01	2,83	2,58	2,43	2,32	2,20	2,11	2,03	1,98	1,94	1,91	1,90
								3,53	3,37	3,13	3,01	2,87	2,66	2,53	2,37	2,26	2,17	2,08	2,03	1,96	1,93	1,91	1,89	1,88
					3,19	3,10	3,02	2,94	2,82	2,72	2,61	2,52	2,40	2,31	2,20	2,12	2,06	2,00	1,95	1,91	1,89	1,88	1,87	1,86
18	3,05	2,93	2,82	2,73	2,68	2,62	2,56	2,52	2,45	2,39	2,31	2,25	2,18	2,11	2,03	1,98	1,94	1,91	1,88	1,87	1,86	1,86	1,85	1,85
53	2,47	2,40	2,36	2,31	2,28	2,24	2,22	2,19	2,15	2,12	2,07	2,04	1,99	1,96	1,91	1,88	1,85	1,84	1,83	1,83	1,83	1,83	1,83	1,83
10	2,07	2,04	2,02	1,99	1,98	1,96	1,95	1,94	1,92	1,90	1,88	1,87	1,84	1,83	1,81	1,80	1,79	1,79	1,79	1,80	1,80	1,81	1,82	1,82

Fogszám

12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240	280
														4,27	3,70	3,36	3,10	2,85	2,67	2,51	2,42	2,36	2,30	2,27
													3,98	3,67	3,28	3,04	2,86	2,68	2,55	2,42	2,35	2,30	2,26	2,23
												3,79	3,48	3,26	2,99	2,82	2,68	2,55	2,45	2,35	2,30	2,26	2,23	2,21
										3,73	3,51	3,34	3,13	2,97	2,77	2,64	2,53	2,43	2,36	2,29	2,26	2,23	2,21	2,19
						3,71	3,60	3,50	3,35	3,23	3,09	2,98	2,84	2,74	2,59	2,49	2,42	2,34	2,30	2,25	2,22	2,21	2,19	2,18
3,89	3,71	3,57	3,46	3,35	3,27	3,19	3,13	3,07	2,97	2,89	2,80	2,72	2,62	2,54	2,43	2,36	2,31	2,26	2,23	2,20	2,19	2,18	2,17	2,16
2,21	3,11	3,03	2,96	2,90	2,85	2,81	2,76	2,72	2,66	2,61	2,54	2,49	2,43	2,38	2,31	2,26	2,23	2,20	2,18	2,17	2,16	2,16	2,15	2,15
2,76	2,70	2,66	2,62	2,58	2,55	2,52	2,50	2,47	2,44	2,40	2,36	2,33	2,29	2,26	2,22	2,19	2,17	2,15	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14
2,41	2,41	2,38	2,36	2,34	2,33	2,31	2,30	2,28	2,26	2,24	2,22	2,21	2,19	2,17	2,15	2,14	2,13	2,12	2,12	2,12	2,12	2,13	2,13	2,13
2,24	2,22	2,20	2,19	2,18	2,17	2,17	2,16	2,15	2,14	2,13	2,12	2,12	2,11	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10	2,11	2,11	2,12	2,12	2,12
				2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,08	2,08	2,08	2,09	2,09	2,10	2,10	2,11	2,11	2,12
										1,99	2,01	2,03	2,05	2,06	2,07	2,07	2,07	2,08	2,08	2,09	2,10	2,10	2,11	2,11
												2,00	2,03	2,05	2,06	2,07	2,07	2,08	2,08	2,09	2,09	2,10	2,10	2,11
														2,07	2,08	2,09	2,09	2,10	2,10	2,11	2,11	2,11	2,11	2,11
																2,11	2,11	2,12	2,12	2,13	2,13	2,13	2,12	2,11
																2,13	2,14	2,15	2,15	2,16	2,16	2,15	2,14	2,13

Fogszám

12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240	280
														3,83	3,30	2,99	2,73	2,52	2,35	2,20	2,10	2,04	1,99	1,96
														3,23	2,88	2,56	2,50	2,33	2,21	2,10	2,03	1,98	1,94	1,92
												3,30	3,01	2,83	2,58	2,43	2,32	2,20	2,11	2,03	1,98	1,94	1,91	1,90
								3,53	3,37	3,13	3,01	2,87	2,66	2,53	2,37	2,26	2,17	2,08	2,03	1,96	1,93	1,91	1,89	1,88
3,18	3,05	2,93	2,82	2,73	2,68	2,62	2,56	2,52	2,45	2,39	2,31	2,25	2,18	2,11	2,03	1,98	1,94	1,91	1,88	1,87	1,86	1,86	1,85	1,85
2,53	2,47	2,40	2,36	2,31	2,28	2,24	2,22	2,19	2,15	2,12	2,07	2,04	1,99	1,96	1,91	1,88	1,85	1,84	1,83	1,83	1,83	1,83	1,83	1,83
2,10	2,07	2,04	2,02	1,99	1,98	1,96	1,95	1,94	1,92	1,90	1,88	1,87	1,84	1,83	1,81	1,80	1,79	1,79	1,79	1,80	1,80	1,81	1,82	1,82
1,80	1,79	1,78	1,77	1,77	1,76	1,76	1,76	1,75	1,75	1,75	1,74	1,74	1,74	1,74	1,74	1,74	1,75	1,76	1,77	1,78	1,79	1,80	1,81	1,81
1,61	1,60	1,60	1,61	1,61	1,61	1,61	1,61	1,61	1,62	1,63	1,64	1,64	1,66	1,67	1,69	1,70	1,72	1,74	1,75	1,77	1,78	1,79	1,80	1,80

Fogszám

	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240	280
															4,27	3,70	3,36	3,10	2,85	2,67	2,51	2,42	2,36	2,30	2,27
														3,98	3,67	3,28	3,04	2,86	2,68	2,55	2,42	2,35	2,30	2,26	2,23
													3,79	3,48	3,26	2,99	2,82	2,68	2,55	2,45	2,35	2,30	2,26	2,23	2,21
											3,73	3,51	3,34	3,13	2,97	2,77	2,64	2,53	2,43	2,36	2,29	2,26	2,23	2,21	2,19
							3,71	3,60	3,50	3,35	3,23	3,09	2,98	2,84	2,74	2,59	2,49	2,42	2,34	2,30	2,25	2,22	2,21	2,19	2,18
9	3,89	3,71	3,57	3,46	3,35	3,27	3,19	3,13	3,07	2,97	2,89	2,80	2,72	2,62	2,54	2,43	2,36	2,31	2,26	2,23	2,20	2,19	2,18	2,17	2,16
3	3,21	3,11	3,03	2,96	2,90	2,85	2,81	2,76	2,72	2,66	2,61	2,54	2,49	2,43	2,38	2,31	2,26	2,23	2,20	2,18	2,17	2,16	2,16	2,15	2,15
2	2,76	2,70	2,66	2,62	2,58	2,55	2,52	2,50	2,47	2,44	2,40	2,36	2,33	2,29	2,26	2,22	2,19	2,17	2,15	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14
8	2,41	2,41	2,38	2,36	2,34	2,33	2,31	2,30	2,28	2,26	2,24	2,22	2,21	2,19	2,17	2,15	2,14	2,13	2,12	2,12	2,12	2,12	2,13	2,13	2,13
	2,24	2,22	2,20	2,19	2,18	2,17	2,17	2,16	2,15	2,14	2,13	2,12	2,12	2,11	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10	2,11	2,11	2,12	2,12	2,12
				2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,08	2,08	2,08	2,09	2,09	2,10	2,10	2,11	2,11	2,12
											1,99	2,01	2,03	2,05	2,06	2,07	2,07	2,07	2,08	2,08	2,09	2,10	2,10	2,11	2,11
													2,00	2,03	2,05	2,06	2,07	2,07	2,08	2,08	2,09	2,09	2,10	2,10	2,11
															2,07	2,08	2,09	2,09	2,10	2,10	2,11	2,11	2,11	2,11	2,11
																	2,11	2,11	2,12	2,12	2,13	2,13	2,13	2,12	2,11
																	2,13	2,14	2,15	2,15	2,16	2,16	2,15	2,14	2,12

Fogszám

	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240	280
															3,83	3,30	2,99	2,73	2,52	2,35	2,20	2,10	2,04	1,99	1,96
															3,23	2,88	2,56	2,50	2,33	2,21	2,10	2,03	1,98	1,94	1,92
													3,30	3,01	2,83	2,58	2,43	2,32	2,20	2,11	2,03	1,98	1,94	1,91	1,90
									3,53	3,37	3,13	3,01	2,87	2,66	2,53	2,37	2,26	2,17	2,08	2,03	1,96	1,93	1,91	1,89	1,88
6	3,18	3,05	2,93	2,82	2,73	2,68	2,62	2,56	2,52	2,45	2,39	2,31	2,25	2,18	2,11	2,03	1,98	1,94	1,91	1,88	1,87	1,86	1,86	1,85	1,85
2	2,53	2,47	2,40	2,36	2,31	2,28	2,24	2,22	2,19	2,15	2,12	2,07	2,04	1,99	1,96	1,91	1,88	1,85	1,84	1,83	1,83	1,83	1,83	1,83	1,83
4	2,10	2,07	2,04	2,02	1,99	1,98	1,96	1,95	1,94	1,92	1,90	1,88	1,87	1,84	1,83	1,81	1,80	1,79	1,79	1,79	1,80	1,80	1,81	1,82	1,82
2	1,80	1,79	1,78	1,77	1,77	1,76	1,76	1,76	1,75	1,75	1,75	1,74	1,74	1,74	1,74	1,74	1,74	1,75	1,76	1,77	1,78	1,79	1,80	1,81	1,81
1	1,61	1,60	1,60	1,61	1,61	1,61	1,61	1,61	1,61	1,62	1,63	1,64	1,64	1,66	1,67	1,69	1,70	1,72	1,74	1,75	1,77	1,78	1,79	1,80	1,80

Fogszám																									
	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240	280
																		3,91	3,58	3,36	3,16	3,04	2,95	2,88	2,82
																	3,89	3,62	3,37	3,20	3,04	2,94	2,88	2,82	2,77
																3,79	3,56	3,37	3,19	3,06	2,94	2,86	2,81	2,76	2,63
													4,12	3,85	3,67	3,42	3,27	3,14	3,03	2,93	2,85	2,79	2,75	2,71	2,69
0	4,73	4,50	4,31	4,17	4,03	3,91	3,82	3,74	3,66	3,53	3,43	3,32	3,23	3,11	3,03	2,92	2,86	2,82	2,77	2,74	2,70	2,67	2,65	2,64	2,62
9	3,83	3,70	3,59	3,51	3,43	3,37	3,32	3,27	3,23	3,16	4,10	3,03	2,97	2,90	2,84	2,77	2,73	2,70	2,68	2,66	2,65	2,63	2,62	2,61	2,60
4	3,26	3,19	3,13	3,08	3,03	2,96	2,96	2,93	2,91	2,87	2,83	2,79	2,75	2,71	2,68	2,64	2,62	2,61	2,60	2,60	2,59	2,59	2,59	2,58	2,58
8	2,84	2,81	2,79	2,77	2,74	2,72	2,71	2,69	2,68	2,66	2,64	2,62	2,60	2,58	2,56	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56
0	2,58	2,56	2,55	2,54	2,53	2,52	2,51	2,51	2,50	2,50	2,50	2,49	2,49	2,49	2,49	2,49	2,50	2,50	2,51	2,51	2,52	2,53	2,53	2,54	2,54
								2,38	2,40	2,42	2,43	2,44	2,45	2,46	2,46	2,47	2,48	2,48	2,49	2,50	2,51	2,52	2,52	2,53	2,53
												2,40	2,42	2,43	2,45	2,46	2,47	2,48	2,49	2,50	2,51	2,52	2,52	2,53	2,53
														2,40	2,44	2,46	2,47	2,48	2,49	2,50	2,51	2,52	2,52	2,53	2,53
														2,47	2,51	2,53	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,53	2,53	2,53
																2,59	2,60	2,61	2,61	2,59	2,58	2,57	2,56	2,55	2,54
																	2,66	2,69	2,69	2,66	2,63	2,61	2,59	2,58	2,56

Fogszám																										
	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240	280
																			3,62	3,30	3,10	2,91	2,78	2,70	2,61	2,55
																		3,58	3,32	3,07	2,92	2,77	2,68	2,61	2,55	2,50
																	3,44	3,21	3,04	2,87	2,75	2,65	2,58	2,53	2,49	2,46
																3,30	3,07	2,93	2,81	2,70	2,61	2,54	2,51	2,48	2,45	2,43
															3,02	2,91	2,77	2,69	2,62	2,56	2,52	2,48	2,45	2,43	2,41	2,39
	3,99	3,81	3,66	3,53	3,41	3,32	3,24	3,17	3,11	3,06	3,01	2,93	2,84	2,77	2,68	2,62	2,55	2,51	2,48	2,45	2,43	2,40	2,39	2,39	2,37	2,36
	3,13	3,05	2,97	2,91	2,85	2,80	2,76	2,73	2,70	2,67	2,64	2,60	2,55	2,51	2,46	2,43	2,39	2,37	2,37	2,36	2,35	2,35	2,34	2,34	2,33	2,32
	2,58	2,56	2,51	2,48	2,45	2,43	2,41	2,39	2,38	2,36	2,35	2,33	2,31	2,30	2,28	2,27	2,26	2,26	2,27	2,28	2,28	2,29	2,30	2,30	2,29	2,29
	2,18	2,17	2,16	2,15	2,15	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,16	2,18	2,19	2,22	2,24	2,25	2,26	2,27	2,27	2,27
	1,94	1,93	1,93	1,94	1,95	1,95	1,96	1,96	1,97	1,97	1,98	1,99	2,00	2,01	2,04	2,06	2,09	2,11	2,15	2,17	2,20	2,22	2,23	2,24	2,25	2,25

Fogszám																									
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240	280
																		3,91	3,58	3,36	3,16	3,04	2,95	2,88	2,82
																	3,89	3,62	3,37	3,20	3,04	2,94	2,88	2,82	2,77
																3,79	3,56	3,37	3,19	3,06	2,94	2,86	2,81	2,76	2,63
													4,12	3,85	3,67	3,42	3,27	3,14	3,03	2,93	2,85	2,79	2,75	2,71	2,69
5,00	4,73	4,50	4,31	4,17	4,03	3,91	3,82	3,74	3,66	3,53	3,43	3,32	3,23	3,11	3,03	2,92	2,86	2,82	2,77	2,74	2,70	2,67	2,65	2,64	2,62
3,99	3,83	3,70	3,59	3,51	3,43	3,37	3,32	3,27	3,23	3,16	4,10	3,03	2,97	2,90	2,84	2,77	2,73	2,70	2,68	2,66	2,65	2,63	2,62	2,61	2,60
3,34	3,26	3,19	3,13	3,08	3,03	2,96	2,96	2,93	2,91	2,87	2,83	2,79	2,75	2,71	2,68	2,64	2,62	2,61	2,60	2,60	2,59	2,59	2,59	2,58	2,58
2,88	2,84	2,81	2,79	2,77	2,74	2,72	2,71	2,69	2,68	2,66	2,64	2,62	2,60	2,58	2,56	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56
2,60	2,58	2,56	2,55	2,54	2,53	2,52	2,51	2,51	2,50	2,50	2,50	2,49	2,49	2,49	2,49	2,49	2,50	2,50	2,51	2,51	2,52	2,53	2,53	2,54	2,54
								2,38	2,40	2,42	2,43	2,44	2,45	2,46	2,46	2,47	2,48	2,48	2,49	2,50	2,51	2,52	2,52	2,53	2,53
												2,40	2,42	2,43	2,45	2,46	2,47	2,48	2,49	2,50	2,51	2,52	2,52	2,53	2,53
														2,40	2,44	2,46	2,47	2,48	2,49	2,50	2,51	2,52	2,52	2,53	2,53
														2,47	2,51	2,53	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,53	2,53	2,53
																2,59	2,60	2,61	2,61	2,59	2,58	2,57	2,56	2,55	2,54
																	2,66	2,69	2,69	2,66	2,63	2,61	2,59	2,58	2,56

Fogszám																										
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240	280
																			3,62	3,30	3,10	2,91	2,78	2,70	2,61	2,55
																		3,58	3,32	3,07	2,92	2,77	2,68	2,61	2,55	2,50
																	3,44	3,21	3,04	2,87	2,75	2,65	2,58	2,53	2,49	2,46
																3,30	3,07	2,93	2,81	2,70	2,61	2,54	2,51	2,48	2,45	2,43
4,22	3,99	3,81	3,66	3,53	3,41	3,32	3,24	3,17	3,11	3,06	3,01	2,93	2,84	2,77	2,68	2,62	2,55	2,51	2,48	2,45	2,43	2,40	2,39	2,39	2,37	2,36
3,26	3,13	3,05	2,97	2,91	2,85	2,80	2,76	2,73	2,70	2,67	2,64	2,60	2,55	2,51	2,46	2,43	2,39	2,37	2,37	2,36	2,35	2,35	2,34	2,34	2,33	2,32
2,64	2,58	2,56	2,51	2,48	2,45	2,43	2,41	2,39	2,38	2,36	2,35	2,33	2,31	2,30	2,28	2,27	2,26	2,26	2,27	2,28	2,28	2,29	2,30	2,30	2,29	2,29
2,20	2,18	2,17	2,16	2,15	2,15	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,16	2,18	2,19	2,22	2,24	2,25	2,26	2,27	2,27	2,27
1,94	1,94	1,93	1,93	1,94	1,95	1,95	1,96	1,96	1,97	1,97	1,98	1,99	2,00	2,01	2,04	2,06	2,09	2,11	2,15	2,17	2,20	2,22	2,23	2,24	2,25	2,25

Fogszám																									
10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240
																			3,91	3,58	3,36	3,16	3,04	2,95	2,88
																		3,89	3,62	3,37	3,20	3,04	2,94	2,88	2,82
																	3,79	3,56	3,37	3,19	3,06	2,94	2,86	2,81	2,76
									4,45	4,31	4,09	3,92	3,75	3,60	3,43	3,30	3,13	3,03	2,96	2,88	2,82	2,77	2,73	2,69	2,67
37	5,00	4,73	4,50	4,31	4,17	4,03	3,91	3,82	3,74	3,66	3,53	3,43	3,32	3,23	3,11	3,03	2,92	2,86	2,82	2,77	2,74	2,70	2,67	2,65	2,64
20	3,99	3,83	3,70	3,59	3,51	3,43	3,37	3,32	3,27	3,23	3,16	4,10	3,03	2,97	2,90	2,84	2,77	2,73	2,70	2,68	2,66	2,65	2,63	2,62	2,61
44	3,34	3,26	3,19	3,13	3,08	3,03	2,96	2,96	2,93	2,91	2,87	2,83	2,79	2,75	2,71	2,68	2,64	2,62	2,61	2,60	2,60	2,59	2,59	2,59	2,58
93	2,88	2,84	2,81	2,79	2,77	2,74	2,72	2,71	2,69	2,68	2,66	2,64	2,62	2,60	2,58	2,56	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55	2,56	2,56	2,56	2,56
63	2,60	2,58	2,56	2,55	2,54	2,53	2,52	2,51	2,51	2,50	2,50	2,50	2,49	2,49	2,49	2,49	2,49	2,50	2,50	2,51	2,51	2,52	2,53	2,53	2,54
									2,38	2,40	2,42	2,43	2,44	2,45	2,46	2,46	2,47	2,48	2,48	2,49	2,50	2,51	2,52	2,52	2,53
													2,40	2,42	2,43	2,45	2,46	2,47	2,48	2,49	2,50	2,51	2,52	2,52	2,53
															2,40	2,44	2,46	2,47	2,48	2,49	2,50	2,51	2,52	2,52	2,53
															2,47	2,51	2,53	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,53	2,53	2,53
																	2,59	2,60	2,61	2,61	2,59	2,58	2,57	2,56	2,55
																		2,66	2,69	2,69	2,66	2,63	2,61	2,59	2,58

Fogszám																										
10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240
																				3,62	3,30	3,10	2,91	2,78	2,70	2,61
																			3,58	3,32	3,07	2,92	2,77	2,68	2,61	2,55
																		3,44	3,21	3,04	2,87	2,75	2,65	2,58	2,53	2,49
																	3,30	3,07	2,93	2,81	2,70	2,61	2,54	2,51	2,48	2,45
																3,02	2,91	2,77	2,69	2,62	2,56	2,52	2,48	2,45	2,43	2,41
63	4,22	3,99	3,81	3,66	3,53	3,41	3,32	3,24	3,17	3,11	3,06	3,01	2,93	2,84	2,77	2,68	2,62	2,55	2,51	2,48	2,45	2,43	2,40	2,39	2,39	2,37
41	3,26	3,13	3,05	2,97	2,91	2,85	2,80	2,76	2,73	2,70	2,67	2,64	2,60	2,55	2,51	2,46	2,43	2,39	2,37	2,37	2,36	2,35	2,35	2,34	2,34	2,33
59	2,64	2,58	2,56	2,51	2,48	2,45	2,43	2,41	2,39	2,38	2,36	2,35	2,33	2,31	2,30	2,28	2,27	2,26	2,26	2,27	2,28	2,28	2,29	2,30	2,30	2,29
21	2,20	2,18	2,17	2,16	2,15	2,15	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,16	2,18	2,19	2,22	2,24	2,25	2,26	2,27	2,27
55	1,94	1,94	1,93	1,93	1,94	1,95	1,95	1,96	1,96	1,97	1,97	1,98	1,99	2,00	2,01	2,04	2,06	2,09	2,11	2,15	2,17	2,20	2,22	2,23	2,24	2,25

Ök értékei $\alpha = 20^\circ$ -nál

(alakítényezője: 2,096)

Fogszám																									
9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200
																	4,27	3,70	3,36	3,10	2,85	2,67	2,51	2,42	2,36
																3,98	3,67	3,28	3,04	2,86	2,68	2,55	2,42	2,35	2,30
															3,79	3,48	3,26	2,99	2,82	2,68	2,55	2,45	2,35	2,30	2,26
									3,71	3,60	3,50	3,35	3,73	3,51	3,34	3,13	2,97	2,77	2,64	2,53	2,43	2,36	2,29	2,26	2,23
4,67	4,34	4,09	3,89	3,71	3,57	3,46	3,35	3,27	3,19	3,13	3,07	2,97	2,89	2,80	2,72	2,62	2,54	2,43	2,38	2,31	2,26	2,23	2,20	2,19	2,18
3,67	3,48	3,33	3,21	3,11	3,03	2,96	2,90	2,85	2,81	2,76	2,72	2,66	2,61	2,54	2,49	2,43	2,38	2,31	2,26	2,23	2,20	2,18	2,17	2,16	2,16
3,01	2,91	2,82	2,76	2,70	2,66	2,62	2,58	2,55	2,52	2,50	2,47	2,44	2,40	2,36	2,33	2,29	2,26	2,22	2,19	2,17	2,15	2,14	2,14	2,14	2,14
2,58	2,52	2,48	2,41	2,41	2,38	2,36	2,34	2,33	2,31	2,30	2,28	2,26	2,24	2,22	2,21	2,19	2,17	2,15	2,14	2,13	2,12	2,12	2,12	2,12	2,13
			2,24	2,22	2,20	2,19	2,18	2,17	2,17	2,16	2,15	2,14	2,13	2,12	2,12	2,11	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10	2,11	2,11	2,12
						2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,08	2,08	2,08	2,09	2,09	2,10	2,10	2,11
													1,99	2,01	2,03	2,05	2,06	2,07	2,07	2,07	2,08	2,08	2,09	2,10	2,10
															2,00	2,03	2,05	2,06	2,07	2,07	2,08	2,08	2,09	2,09	2,10
																	2,07	2,08	2,09	2,09	2,10	2,10	2,11	2,11	2,11
																			2,11	2,11	2,12	2,12	2,13	2,13	2,13
																			2,13	2,14	2,15	2,15	2,16	2,16	2,16

Fogszám																									
9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200
																	3,83	3,30	2,99	2,73	2,52	2,35	2,20	2,10	2,04
																	3,23	2,88	2,56	2,50	2,33	2,21	2,10	2,03	1,98
																3,30	3,01	2,83	2,58	2,43	2,32	2,20	2,11	2,03	1,94
											3,53	3,37	3,13	3,01	2,87	2,66	2,53	2,37	2,26	2,17	2,08	2,03	1,96	1,93	1,91
								3,19	3,10	3,02	2,94	2,82	2,72	2,61	2,52	2,40	2,31	2,20	2,12	2,06	2,00	1,95	1,91	1,89	1,88
3,88	3,57	3,36	3,18	3,05	2,93	2,82	2,73	2,68	2,62	2,56	2,52	2,45	2,39	2,31	2,25	2,18	2,11	2,03	1,98	1,94	1,91	1,88	1,87	1,86	1,86
2,89	2,73	2,62	2,53	2,47	2,40	2,36	2,31	2,28	2,24	2,22	2,19	2,15	2,12	2,07	2,04	1,99	1,96	1,91	1,88	1,85	1,84	1,83	1,83	1,83	1,83
2,25	2,18	2,14	2,10	2,07	2,04	2,02	1,99	1,98	1,96	1,95	1,94	1,92	1,90	1,88	1,87	1,84	1,83	1,81	1,80	1,79	1,79	1,79	1,80	1,80	1,81

Ök értékei $\alpha = 20^\circ$ -nál

(galaktényezője: 2,096)

Fogszám																									
9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200
																	4,27	3,70	3,36	3,10	2,85	2,67	2,51	2,42	2,36
																3,98	3,67	3,28	3,04	2,86	2,68	2,55	2,42	2,35	2,30
															3,79	3,48	3,26	2,99	2,82	2,68	2,55	2,45	2,35	2,30	2,26
													3,73	3,51	3,34	3,13	2,97	2,77	2,64	2,53	2,43	2,36	2,29	2,26	2,23
									3,71	3,60	3,50	3,35	3,23	3,09	2,98	2,84	2,74	2,59	2,49	2,42	2,34	2,30	2,25	2,22	2,21
4,67	4,34	4,09	3,89	3,71	3,57	3,46	3,35	3,27	3,19	3,13	3,07	2,97	2,89	2,80	2,72	2,62	2,54	2,43	2,36	2,31	2,26	2,23	2,20	2,19	2,18
3,67	3,48	3,33	3,21	3,11	3,03	2,96	2,90	2,85	2,81	2,76	2,72	2,66	2,61	2,54	2,49	2,43	2,38	2,31	2,26	2,23	2,20	2,18	2,17	2,16	2,16
3,01	2,91	2,82	2,76	2,70	2,66	2,62	2,58	2,55	2,52	2,50	2,47	2,44	2,40	2,36	2,33	2,29	2,26	2,22	2,19	2,17	2,15	2,14	2,14	2,14	2,14
2,58	2,52	2,48	2,41	2,41	2,38	2,36	2,34	2,33	2,31	2,30	2,28	2,26	2,24	2,22	2,21	2,19	2,17	2,15	2,14	2,13	2,12	2,12	2,12	2,12	2,13
			2,24	2,22	2,20	2,19	2,18	2,17	2,17	2,16	2,15	2,14	2,13	2,12	2,12	2,11	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10	2,11	2,11	2,12
							2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,08	2,08	2,08	2,09	2,09	2,10	2,10	2,11
													1,99	2,01	2,03	2,05	2,06	2,07	2,07	2,07	2,08	2,08	2,09	2,10	2,10
															2,00	2,03	2,05	2,06	2,07	2,07	2,08	2,08	2,09	2,09	2,10
																	2,07	2,08	2,09	2,09	2,10	2,10	2,11	2,11	2,11
																			2,11	2,11	2,12	2,12	2,13	2,13	2,13
																			2,13	2,14	2,15	2,15	2,16	2,16	2,16

Fogszám																									
9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200
																	3,83	3,30	2,99	2,73	2,52	2,35	2,20	2,10	2,04
																	3,23	2,88	2,56	2,50	2,33	2,21	2,10	2,03	1,98
																3,30	3,01	2,83	2,58	2,43	2,32	2,20	2,11	2,03	1,94
											3,53	3,37	3,13	3,01	2,87	2,66	2,53	2,37	2,26	2,17	2,08	2,03	1,96	1,93	1,91
								3,19	3,10	3,02	2,94	2,82	2,72	2,61	2,52	2,40	2,31	2,20	2,12	2,06	2,00	1,95	1,91	1,89	1,88
3,88	3,57	3,36	3,18	3,05	2,93	2,82	2,73	2,68	2,62	2,56	2,52	2,45	2,39	2,31	2,25	2,18	2,11	2,03	1,98	1,94	1,91	1,88	1,87	1,86	1,86
2,89	2,73	2,62	2,53	2,47	2,40	2,36	2,31	2,28	2,24	2,22	2,19	2,15	2,12	2,07	2,04	1,99	1,96	1,91	1,88	1,85	1,84	1,83	1,83	1,83	1,83
2,25	2,18	2,14	2,10	2,07	2,04	2,02	1,99	1,98	1,96	1,95	1,94	1,92	1,90	1,88	1,87	1,84	1,83	1,81	1,80	1,79	1,79	1,79	1,80	1,80	1,81

Fogszám

10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240
																4,27	3,70	3,36	3,10	2,85	2,67	2,51	2,42	2,36	2,30
															3,98	3,67	3,28	3,04	2,86	2,68	2,55	2,42	2,35	2,30	2,26
															3,79	3,48	3,26	2,99	2,82	2,68	2,55	2,45	2,35	2,30	2,26
															3,73	3,51	3,34	3,13	2,97	2,77	2,64	2,53	2,43	2,36	2,29
								3,71	3,60	3,50	3,35				3,23	3,09	2,98	2,84	2,74	2,59	2,49	2,42	2,34	2,30	2,25
4,34	4,09	3,89	3,71	3,57	3,46	3,35	3,27	3,19	3,13	3,07	2,97	2,89	2,80	2,72	2,62	2,54	2,43	2,36	2,31	2,26	2,23	2,20	2,18	2,17	2,15
3,48	3,33	3,21	3,11	3,03	2,96	2,90	2,85	2,81	2,76	2,72	2,66	2,61	2,54	2,49	2,43	2,38	2,31	2,26	2,23	2,20	2,18	2,17	2,16	2,16	2,15
2,91	2,82	2,76	2,70	2,66	2,62	2,58	2,55	2,52	2,50	2,47	2,44	2,40	2,36	2,33	2,29	2,26	2,22	2,19	2,17	2,15	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14
2,52	2,48	2,41	2,41	2,38	2,36	2,34	2,33	2,31	2,30	2,28	2,26	2,24	2,22	2,21	2,19	2,17	2,15	2,14	2,13	2,12	2,12	2,12	2,12	2,13	2,13
		2,24	2,22	2,20	2,19	2,18	2,17	2,17	2,16	2,15	2,14	2,13	2,12	2,12	2,11	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10	2,11	2,11	2,12	2,12
						2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,08	2,08	2,08	2,08	2,09	2,10	2,10	2,11	2,11
												1,99	2,01	2,03	2,05	2,06	2,07	2,07	2,07	2,08	2,08	2,09	2,10	2,10	2,11
															2,00	2,03	2,05	2,06	2,07	2,07	2,08	2,08	2,09	2,10	2,10
																2,07	2,08	2,09	2,09	2,10	2,10	2,11	2,11	2,11	2,11
																			2,11	2,11	2,12	2,12	2,13	2,13	2,12
																			2,13	2,14	2,15	2,15	2,16	2,15	2,14

Fogszám

10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240
																3,83	3,30	2,99	2,73	2,52	2,35	2,20	2,10	2,04	1,99
																3,23	2,88	2,56	2,50	2,33	2,21	2,10	2,03	1,98	1,94
															3,30	3,01	2,83	2,58	2,43	2,32	2,20	2,11	2,03	1,98	1,91
																3,53	3,37	3,13	3,01	2,87	2,66	2,53	2,37	2,26	2,17
																3,19	3,10	3,02	2,94	2,82	2,72	2,61	2,52	2,40	2,31
3,57	3,36	3,18	3,05	2,93	2,82	2,73	2,68	2,62	2,56	2,52	2,45	2,39	2,31	2,25	2,18	2,11	2,03	1,98	1,94	1,91	1,88	1,87	1,86	1,86	
2,73	2,62	2,53	2,47	2,40	2,36	2,31	2,28	2,24	2,22	2,19	2,15	2,12	2,07	2,04	1,99	1,96	1,91	1,88	1,85	1,84	1,83	1,83	1,83	1,83	
2,18	2,14	2,10	2,07	2,04	2,02	1,99	1,98	1,96	1,95	1,94	1,92	1,90	1,88	1,87	1,84	1,83	1,81	1,80	1,79	1,79	1,79	1,80	1,80	1,81	
1,83	1,82	1,80	1,79	1,78	1,77	1,77	1,76	1,76	1,76	1,75	1,75	1,75	1,74	1,74	1,74	1,74	1,74	1,74	1,75	1,76	1,77	1,78	1,79	1,80	
1,61	1,61	1,61	1,60	1,60	1,61	1,61	1,61	1,61	1,61	1,61	1,62	1,63	1,64	1,64	1,64	1,66	1,67	1,69	1,70	1,72	1,74	1,75	1,77	1,78	

Fogszám

	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240	280
														4,27	3,70	3,36	3,10	2,85	2,67	2,51	2,42	2,36	2,30	2,27
													3,98	3,67	3,28	3,04	2,86	2,68	2,55	2,42	2,35	2,30	2,26	2,23
												3,79	3,48	3,26	2,99	2,82	2,68	2,55	2,45	2,35	2,30	2,26	2,23	2,21
										3,73	3,51	3,34	3,13	2,97	2,77	2,64	2,53	2,43	2,36	2,29	2,26	2,23	2,21	2,19
						3,71	3,60	3,50	3,35	3,23	3,09	2,98	2,84	2,74	2,59	2,49	2,42	2,34	2,30	2,25	2,22	2,21	2,19	2,18
9	3,71	3,57	3,46	3,35	3,27	3,19	3,13	3,07	2,97	2,89	2,80	2,72	2,62	2,54	2,43	2,36	2,31	2,26	2,23	2,20	2,19	2,18	2,17	2,16
1	3,11	3,03	2,96	2,90	2,85	2,81	2,76	2,72	2,66	2,61	2,54	2,49	2,43	2,38	2,31	2,26	2,23	2,20	2,18	2,17	2,16	2,16	2,15	2,15
6	2,70	2,66	2,62	2,58	2,55	2,52	2,50	2,47	2,44	2,40	2,36	2,33	2,29	2,26	2,22	2,19	2,17	2,15	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14
1	2,41	2,38	2,36	2,34	2,33	2,31	2,30	2,28	2,26	2,24	2,22	2,21	2,19	2,17	2,15	2,14	2,13	2,12	2,12	2,12	2,12	2,13	2,13	2,13
4	2,22	2,20	2,19	2,18	2,17	2,17	2,16	2,15	2,14	2,13	2,12	2,12	2,11	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10	2,11	2,11	2,12	2,12	2,12
				2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,08	2,08	2,08	2,08	2,09	2,09	2,10	2,10	2,11	2,11
										1,99	2,01	2,03	2,05	2,06	2,07	2,07	2,07	2,08	2,08	2,09	2,10	2,10	2,11	2,11
												2,00	2,03	2,05	2,06	2,07	2,07	2,08	2,08	2,09	2,09	2,10	2,10	2,11
														2,07	2,08	2,09	2,09	2,10	2,10	2,11	2,11	2,11	2,11	2,11
																2,11	2,11	2,12	2,12	2,13	2,13	2,13	2,12	2,11
																2,13	2,14	2,15	2,15	2,16	2,15	2,14	2,13	2,12

Fogszám

	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240	280
														3,83	3,30	2,99	2,73	2,52	2,35	2,20	2,10	2,04	1,99	1,96
														3,23	2,88	2,56	2,50	2,33	2,21	2,10	2,03	1,98	1,94	1,92
												3,30	3,01	2,83	2,58	2,43	2,32	2,20	2,11	2,03	1,98	1,94	1,91	1,90
								3,53	3,37	3,13	3,01	2,87	2,66	2,53	2,37	2,26	2,17	2,08	2,03	1,96	1,93	1,91	1,89	1,88
					3,19	3,10	3,02	2,94	2,82	2,72	2,61	2,52	2,40	2,31	2,20	2,12	2,06	2,00	1,95	1,91	1,89	1,88	1,87	1,86
8	3,05	2,93	2,82	2,73	2,68	2,62	2,56	2,52	2,45	2,39	2,31	2,25	2,18	2,11	2,03	1,98	1,94	1,91	1,88	1,87	1,86	1,86	1,85	1,85
3	2,47	2,40	2,36	2,31	2,28	2,24	2,22	2,19	2,15	2,12	2,07	2,04	1,99	1,96	1,91	1,88	1,85	1,84	1,83	1,83	1,83	1,83	1,83	1,83
0	2,07	2,04	2,02	1,99	1,98	1,96	1,95	1,94	1,92	1,90	1,88	1,87	1,84	1,83	1,81	1,80	1,79	1,79	1,79	1,80	1,80	1,81	1,82	1,82

Fogszám

12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240	280
														4,27	3,70	3,36	3,10	2,85	2,67	2,51	2,42	2,36	2,30	2,27
													3,98	3,67	3,28	3,04	2,86	2,68	2,55	2,42	2,35	2,30	2,26	2,23
												3,79	3,48	3,26	2,99	2,82	2,68	2,55	2,45	2,35	2,30	2,26	2,23	2,21
										3,73	3,51	3,34	3,13	2,97	2,77	2,64	2,53	2,43	2,36	2,29	2,26	2,23	2,21	2,19
						3,71	3,60	3,50	3,35	3,23	3,09	2,98	2,84	2,74	2,59	2,49	2,42	2,34	2,30	2,25	2,22	2,21	2,19	2,18
3,89	3,71	3,57	3,46	3,35	3,27	3,19	3,13	3,07	2,97	2,89	2,80	2,72	2,62	2,54	2,43	2,36	2,31	2,26	2,23	2,20	2,19	2,18	2,17	2,16
3,21	3,11	3,03	2,96	2,90	2,85	2,81	2,76	2,72	2,66	2,61	2,54	2,49	2,43	2,38	2,31	2,26	2,23	2,20	2,18	2,17	2,16	2,16	2,15	2,15
2,76	2,70	2,66	2,62	2,58	2,55	2,52	2,50	2,47	2,44	2,40	2,36	2,33	2,29	2,26	2,22	2,19	2,17	2,15	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14
2,41	2,41	2,38	2,36	2,34	2,33	2,31	2,30	2,28	2,26	2,24	2,22	2,21	2,19	2,17	2,15	2,14	2,13	2,12	2,12	2,12	2,12	2,13	2,13	2,13
2,24	2,22	2,20	2,19	2,18	2,17	2,17	2,16	2,15	2,14	2,13	2,12	2,12	2,11	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10	2,11	2,11	2,12	2,12	2,12
				2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,08	2,08	2,08	2,08	2,09	2,09	2,10	2,10	2,11	2,11
										1,99	2,01	2,03	2,05	2,06	2,07	2,07	2,07	2,08	2,08	2,09	2,10	2,10	2,11	2,11
												2,00	2,03	2,05	2,06	2,07	2,07	2,08	2,08	2,09	2,09	2,10	2,10	2,11
														2,07	2,08	2,09	2,09	2,10	2,10	2,11	2,11	2,11	2,11	2,11
																2,11	2,11	2,12	2,12	2,13	2,13	2,13	2,12	2,11
																2,13	2,14	2,15	2,15	2,16	2,15	2,14	2,13	2,12

Fogszám

12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240	280
														3,83	3,30	2,99	2,73	2,52	2,35	2,20	2,10	2,04	1,99	1,96
														3,23	2,88	2,56	2,50	2,33	2,21	2,10	2,03	1,98	1,94	1,92
												3,30	3,01	2,83	2,58	2,43	2,32	2,20	2,11	2,03	1,98	1,94	1,91	1,90
								3,53	3,37	3,13	3,01	2,87	2,66	2,53	2,37	2,26	2,17	2,08	2,03	1,96	1,93	1,91	1,89	1,88
					3,19	3,10	3,02	2,94	2,82	2,72	2,61	2,52	2,40	2,31	2,20	2,12	2,06	2,00	1,95	1,91	1,89	1,88	1,87	1,86
3,18	3,05	2,93	2,82	2,73	2,68	2,62	2,56	2,52	2,45	2,39	2,31	2,25	2,18	2,11	2,03	1,98	1,94	1,91	1,88	1,87	1,86	1,86	1,85	1,85
2,53	2,47	2,40	2,36	2,31	2,28	2,24	2,22	2,19	2,15	2,12	2,07	2,04	1,99	1,96	1,91	1,88	1,85	1,84	1,83	1,83	1,83	1,83	1,83	1,83
2,10	2,07	2,04	2,02	1,99	1,98	1,96	1,95	1,94	1,92	1,90	1,88	1,87	1,84	1,83	1,81	1,80	1,79	1,79	1,79	1,80	1,80	1,81	1,82	1,82
1,80	1,79	1,78	1,77	1,77	1,76	1,76	1,76	1,75	1,75	1,75	1,74	1,74	1,74	1,74	1,74	1,74	1,75	1,76	1,77	1,78	1,79	1,80	1,81	1,81
1,61	1,60	1,60	1,61	1,61	1,61	1,61	1,61	1,61	1,62	1,63	1,64	1,64	1,66	1,67	1,69	1,70	1,72	1,74	1,75	1,77	1,78	1,79	1,80	1,80

$\alpha = 15^\circ$ -nál

(β : 2,55)

Fogszám																										
10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240	
																			3,91	3,58	3,36	3,16	3,04	2,95	2,88	
																		3,89	3,62	3,37	3,20	3,04	2,94	2,88	2,82	
																	3,79	3,56	3,37	3,19	3,06	2,94	2,86	2,81	2,76	
															4,12	3,85	3,67	3,42	3,27	3,14	3,03	2,93	2,85	2,79	2,75	2,71
5,37	5,00	4,73	4,50	4,31	4,17	4,03	3,91	3,82	3,74	3,66	3,53	3,43	3,32	3,23	3,11	3,03	2,92	2,86	2,82	2,77	2,74	2,70	2,67	2,65	2,64	
4,20	3,99	3,83	3,70	3,59	3,51	3,43	3,37	3,32	3,27	3,23	3,16	4,10	3,03	2,97	2,90	2,84	2,77	2,73	2,70	2,68	2,66	2,65	2,63	2,62	2,61	
3,44	3,34	3,26	3,19	3,13	3,08	3,03	2,96	2,96	2,93	2,91	2,87	2,83	2,79	2,75	2,71	2,68	2,64	2,62	2,61	2,60	2,60	2,59	2,59	2,59	2,58	
2,93	2,88	2,84	2,81	2,79	2,77	2,74	2,72	2,71	2,69	2,68	2,66	2,64	2,62	2,60	2,58	2,56	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55	2,56	2,56	2,56	2,56	
2,63	2,60	2,58	2,56	2,55	2,54	2,53	2,52	2,51	2,51	2,50	2,50	2,50	2,49	2,49	2,49	2,49	2,49	2,50	2,50	2,51	2,51	2,52	2,53	2,53	2,54	
									2,38	2,40	2,42	2,43	2,44	2,45	2,46	2,46	2,47	2,48	2,48	2,49	2,50	2,51	2,52	2,52	2,53	
													2,40	2,42	2,43	2,45	2,46	2,47	2,48	2,49	2,50	2,51	2,52	2,52	2,53	
															2,40	2,44	2,46	2,47	2,48	2,49	2,50	2,51	2,52	2,52	2,53	
															2,47	2,51	2,53	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,53	2,53	
																	2,59	2,60	2,61	2,61	2,59	2,58	2,57	2,56	2,55	
																		2,66	2,69	2,69	2,66	2,63	2,61	2,59	2,58	

Fogszám																										
10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240
																				3,62	3,30	3,10	2,91	2,78	2,70	2,61
																			3,58	3,32	3,07	2,92	2,77	2,68	2,61	2,55
																		3,44	3,21	3,04	2,87	2,75	2,65	2,58	2,53	2,49
																	3,30	3,07	2,93	2,81	2,70	2,61	2,54	2,51	2,48	2,45
																3,02	2,91	2,77	2,69	2,62	2,56	2,52	2,48	2,45	2,43	2,41
53	4,22	3,99	3,81	3,66	3,53	3,41	3,32	3,24	3,17	3,11	3,06	3,01	2,93	2,84	2,77	2,68	2,62	2,55	2,51	2,48	2,45	2,43	2,40	2,39	2,39	2,37
41	3,26	3,13	3,05	2,97	2,91	2,85	2,80	2,76	2,73	2,70	2,67	2,64	2,60	2,55	2,51	2,46	2,43	2,39	2,37	2,37	2,36	2,35	2,35	2,34	2,34	2,33
69	2,64	2,58	2,56	2,51	2,48	2,45	2,43	2,41	2,39	2,38	2,36	2,35	2,33	2,31	2,30	2,28	2,27	2,26	2,26	2,27	2,28	2,28	2,29	2,30	2,30	2,29

Fogszám

13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240	280
																3,91	3,58	3,36	3,16	3,04	2,95	2,88	2,82
															3,89	3,62	3,37	3,20	3,04	2,94	2,88	2,82	2,77
														3,79	3,56	3,37	3,19	3,06	2,94	2,86	2,81	2,76	2,63
											4,12	3,85	3,67	3,42	3,27	3,14	3,03	2,93	2,85	2,79	2,75	2,71	2,69
						4,45	4,31	4,09	3,92	3,75	3,60	3,43	3,30	3,13	3,03	2,96	2,88	2,82	2,77	2,73	2,69	2,67	2,65
4,50	4,31	4,17	4,03	3,91	3,82	3,74	3,66	3,53	3,43	3,32	3,23	3,11	3,03	2,92	2,86	2,82	2,77	2,74	2,70	2,67	2,65	2,64	2,62
3,70	3,59	3,51	3,43	3,37	3,32	3,27	3,23	3,16	4,10	3,03	2,97	2,90	2,84	2,77	2,73	2,70	2,68	2,66	2,65	2,63	2,62	2,61	2,60
3,19	3,13	3,08	3,03	2,96	2,96	2,93	2,91	2,87	2,83	2,79	2,75	2,71	2,68	2,64	2,62	2,61	2,60	2,60	2,59	2,59	2,59	2,58	2,58
2,81	2,79	2,77	2,74	2,72	2,71	2,69	2,68	2,66	2,64	2,62	2,60	2,58	2,56	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56
2,56	2,55	2,54	2,53	2,52	2,51	2,51	2,50	2,50	2,50	2,49	2,49	2,49	2,49	2,49	2,50	2,50	2,51	2,51	2,52	2,53	2,53	2,54	2,54
						2,38	2,40	2,42	2,43	2,44	2,45	2,46	2,46	2,47	2,48	2,48	2,49	2,50	2,51	2,52	2,52	2,53	2,53
										2,40	2,42	2,43	2,45	2,46	2,47	2,48	2,49	2,50	2,51	2,52	2,52	2,53	2,53
												2,40	2,44	2,46	2,47	2,48	2,49	2,50	2,51	2,52	2,52	2,53	2,53
												2,47	2,51	2,53	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,53	2,53	2,53	2,53
														2,59	2,60	2,61	2,61	2,59	2,58	2,57	2,56	2,55	2,54
															2,66	2,69	2,69	2,66	2,63	2,61	2,59	2,58	2,56

Fogszám

13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240	280
																	3,62	3,30	3,10	2,91	2,78	2,70	2,61	2,55
																3,58	3,32	3,07	2,92	2,77	2,68	2,61	2,55	2,50
															3,44	3,21	3,04	2,87	2,75	2,65	2,58	2,53	2,49	2,46
														3,30	3,07	2,93	2,81	2,70	2,61	2,54	2,51	2,48	2,45	2,43
													3,02	2,91	2,77	2,69	2,62	2,56	2,52	2,48	2,45	2,43	2,41	2,39
3,81	3,66	3,53	3,41	3,32	3,24	3,17	3,11	3,06	3,01	2,93	2,84	2,77	2,68	2,62	2,55	2,51	2,48	2,45	2,43	2,40	2,39	2,39	2,37	2,36
3,05	2,97	2,91	2,85	2,80	2,76	2,73	2,70	2,67	2,64	2,60	2,55	2,51	2,46	2,43	2,39	2,37	2,37	2,36	2,35	2,35	2,34	2,34	2,33	2,32
2,56	2,51	2,48	2,45	2,43	2,41	2,39	2,38	2,36	2,35	2,33	2,31	2,30	2,28	2,27	2,26	2,26	2,27	2,28	2,28	2,29	2,30	2,30	2,29	2,29

Fogszám

10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240	
																		3,91	3,58	3,36	3,16	3,04	2,95	2,88		
																		3,89	3,62	3,37	3,20	3,04	2,94	2,88	2,82	
																	3,79	3,56	3,37	3,19	3,06	2,94	2,86	2,81	2,76	
									4,45	4,31	4,09	3,92	3,75		4,12	3,85	3,67	3,42	3,27	3,14	3,03	2,93	2,85	2,79	2,75	2,71
5,37	5,00	4,73	4,50	4,31	4,17	4,03	3,91	3,82	3,74	3,66	3,53	3,43	3,32	3,23	3,11	3,03	2,92	2,86	2,82	2,77	2,74	2,70	2,67	2,65	2,64	
4,20	3,99	3,83	3,70	3,59	3,51	3,43	3,37	3,32	3,27	3,23	3,16	4,10	3,03	2,97	2,90	2,84	2,77	2,73	2,70	2,68	2,66	2,65	2,63	2,62	2,61	
3,44	3,34	3,26	3,19	3,13	3,08	3,03	2,96	2,96	2,93	2,91	2,87	2,83	2,79	2,75	2,71	2,68	2,64	2,62	2,61	2,60	2,60	2,59	2,59	2,59	2,58	
2,93	2,88	2,84	2,81	2,79	2,77	2,74	2,72	2,71	2,69	2,68	2,66	2,64	2,62	2,60	2,58	2,56	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55	2,56	2,56	2,56	2,56	
2,63	2,60	2,58	2,56	2,55	2,54	2,53	2,52	2,51	2,51	2,50	2,50	2,50	2,49	2,49	2,49	2,49	2,49	2,50	2,50	2,51	2,51	2,52	2,53	2,53	2,54	
									2,38	2,40	2,42	2,43	2,44	2,45	2,46	2,46	2,47	2,48	2,48	2,49	2,50	2,51	2,52	2,52	2,53	
													2,40	2,42	2,43	2,45	2,46	2,47	2,48	2,49	2,50	2,51	2,52	2,52	2,53	
															2,40	2,44	2,46	2,47	2,48	2,49	2,50	2,51	2,52	2,52	2,53	
															2,47	2,51	2,53	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,53	2,53	2,53	
																	2,59	2,60	2,61	2,61	2,59	2,58	2,57	2,56	2,55	
																		2,66	2,69	2,69	2,66	2,63	2,61	2,59	2,58	

Fogszám

10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240
																				3,62	3,30	3,10	2,91	2,78	2,70	2,61
																			3,58	3,32	3,07	2,92	2,77	2,68	2,61	2,55
																		3,44	3,21	3,04	2,87	2,75	2,65	2,58	2,53	2,49
																	3,30	3,07	2,93	2,81	2,70	2,61	2,54	2,51	2,48	2,45
4,53	4,22	3,99	3,81	3,66	3,53	3,41	3,32	3,24	3,17	3,11	3,06	3,01	2,93	2,84	2,77	2,68	2,62	2,55	2,51	2,48	2,45	2,43	2,40	2,39	2,39	2,37
3,41	3,26	3,13	3,05	2,97	2,91	2,85	2,80	2,76	2,73	2,70	2,67	2,64	2,60	2,55	2,51	2,46	2,43	2,39	2,37	2,37	2,36	2,35	2,35	2,34	2,34	2,33
2,69	2,64	2,58	2,56	2,51	2,48	2,45	2,43	2,41	2,39	2,38	2,36	2,35	2,33	2,31	2,30	2,28	2,27	2,26	2,26	2,27	2,28	2,28	2,29	2,30	2,30	2,29
2,21	2,20	2,18	2,17	2,16	2,15	2,15	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,16	2,18	2,19	2,22	2,24	2,25	2,26	2,27	2,27
1,95	1,94	1,94	1,93	1,93	1,94	1,95	1,95	1,96	1,96	1,97	1,97	1,98	1,99	2,00	2,01	2,04	2,06	2,09	2,11	2,15	2,17	2,20	2,22	2,23	2,24	2,25

Fogszám																									
	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240	280	
																	3,91	3,58	3,36	3,16	3,04	2,95	2,88	2,82	
																3,89	3,62	3,37	3,20	3,04	2,94	2,88	2,82	2,77	
															3,79	3,56	3,37	3,19	3,06	2,94	2,86	2,81	2,76	2,63	
							4,45	4,31	4,09	3,92	3,75	3,60	4,12	3,85	3,67	3,42	3,27	3,14	3,03	2,93	2,85	2,79	2,75	2,71	2,69
3	4,50	4,31	4,17	4,03	3,91	3,82	3,74	3,66	3,53	3,43	3,32	3,23	3,11	3,03	2,92	2,86	2,82	2,77	2,74	2,70	2,67	2,65	2,64	2,62	
3	3,70	3,59	3,51	3,43	3,37	3,32	3,27	3,23	3,16	4,10	3,03	2,97	2,90	2,84	2,77	2,73	2,70	2,68	2,66	2,65	2,63	2,62	2,61	2,60	
6	3,19	3,13	3,08	3,03	2,96	2,96	2,93	2,91	2,87	2,83	2,79	2,75	2,71	2,68	2,64	2,62	2,61	2,60	2,60	2,59	2,59	2,59	2,58	2,58	
4	2,81	2,79	2,77	2,74	2,72	2,71	2,69	2,68	2,66	2,64	2,62	2,60	2,58	2,56	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	
8	2,56	2,55	2,54	2,53	2,52	2,51	2,51	2,50	2,50	2,50	2,49	2,49	2,49	2,49	2,49	2,50	2,50	2,51	2,51	2,52	2,53	2,53	2,54	2,54	
							2,38	2,40	2,42	2,43	2,44	2,45	2,46	2,46	2,47	2,48	2,48	2,49	2,50	2,51	2,52	2,52	2,53	2,53	
											2,40	2,42	2,43	2,45	2,46	2,47	2,48	2,49	2,50	2,51	2,52	2,52	2,53	2,53	
													2,40	2,44	2,46	2,47	2,48	2,49	2,50	2,51	2,52	2,52	2,53	2,53	
													2,47	2,51	2,53	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,53	2,53	2,53	
															2,59	2,60	2,61	2,61	2,59	2,58	2,57	2,56	2,55	2,54	
																2,66	2,69	2,69	2,66	2,63	2,61	2,59	2,58	2,56	

Fogszám																									
	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	24	27	30	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240	280
																		3,62	3,30	3,10	2,91	2,78	2,70	2,61	2,55
																	3,58	3,32	3,07	2,92	2,77	2,68	2,61	2,55	2,50
																3,44	3,21	3,04	2,87	2,75	2,65	2,58	2,53	2,49	2,46
															3,30	3,07	2,93	2,81	2,70	2,61	2,54	2,51	2,48	2,45	2,43
														3,02	2,91	2,77	2,69	2,62	2,56	2,52	2,48	2,45	2,43	2,41	2,39
3,81	3,66	3,53	3,41	3,32	3,24	3,17	3,11	3,06	3,01	2,93	2,84	2,77	2,68	2,62	2,55	2,51	2,48	2,45	2,43	2,40	2,39	2,39	2,37	2,37	2,36
3,05	2,97	2,91	2,85	2,80	2,76	2,73	2,70	2,67	2,64	2,60	2,55	2,51	2,46	2,43	2,39	2,37	2,37	2,36	2,35	2,35	2,34	2,34	2,33	2,33	2,32
2,56	2,51	2,48	2,45	2,43	2,41	2,39	2,38	2,36	2,35	2,33	2,31	2,30	2,28	2,27	2,26	2,26	2,26	2,27	2,28	2,28	2,29	2,30	2,30	2,29	2,29
2,17	2,16	2,15	2,15	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,16	2,18	2,19	2,22	2,24	2,25	2,26	2,27	2,27	2,27
1,93	1,93	1,94	1,95	1,95	1,96	1,96	1,97	1,97	1,98	1,99	2,00	2,01	2,04	2,06	2,09	2,11	2,15	2,17	2,20	2,22	2,23	2,24	2,25	2,25	2,25