

# 1. A gördülőcsapágyak főbb jellemzői, felosztása

## 1.1 A gördülőcsapágy szerkezete

A gördülőcsapágyak általában külső és belső gyűrűből, a gördülőtestekből (golyók vagy görgők), és a kosárból állnak. A gördülőtesteket a Kosár tartja a külső és a belső gyűrűkhöz és egymáshoz képest egyenletes helyzetben, azokat a teljes keresztmetszetre felosztva, lehetővé téve ezzel a gördülőtestek zavartalan legördülését. (Lásd 1.1-től 1.8 ábrák)

A gördülőtestek két csoportra oszthatók, úgy mint golyók és görgők. A görgőket fel lehet továbbá osztani hengeres, tű- kúp- és hordósított görgőkre. A golyókhoz külső és belső gyűrűs futófelületek tartoznak "egyetlen ponton" történő érintkezéssel, míg a görgők esetében "vonalminti érintkezés" történik.

A gördülőcsapágyakat úgy tervezik meg, hogy azokban a gördülőtestek pályájukon is és saját tengelyük körül is forgómozgást végezzenek. A csapágyra ható erőket a gördülőtestek a csapágygyűrűkön keresztül veszik át a kapcsolási zónán keresztül a futópályáiv és a gördülőtestek között. A kosár külső terhelésnek nincs kitéve. A kosarak a gördülőtesteket egyenlő távolságban összetartják és megakadályozzák, hogy ezek a csapágyból kiessenek.

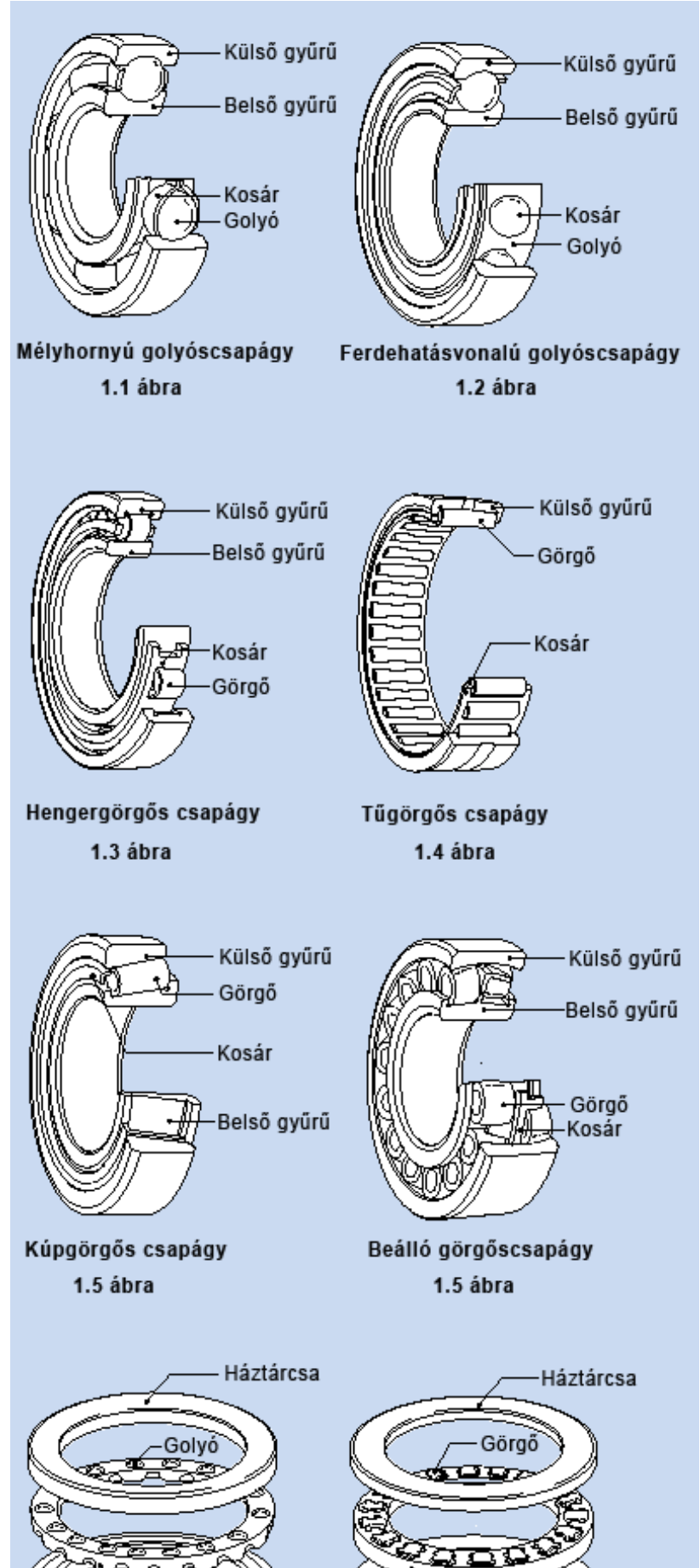
## 1.2 A gördülőcsapágyak felosztása

A gördülőcsapágyakat két fő csoportra oszthatjuk fel: golyóscsapágyakra és görgőscsapágyakra. A futópálya kialakítása szempontjából a golyóscsapágyakat mélyhornyú, ferde hatásvonalú és axiális csapágyakra oszthatjuk fel. A görgőscsapágyakat a gördülőtestek alakjának függvényében feloszthatjuk hengeres, tű-, kúp-, és hordósított görgőscsapágyakra.

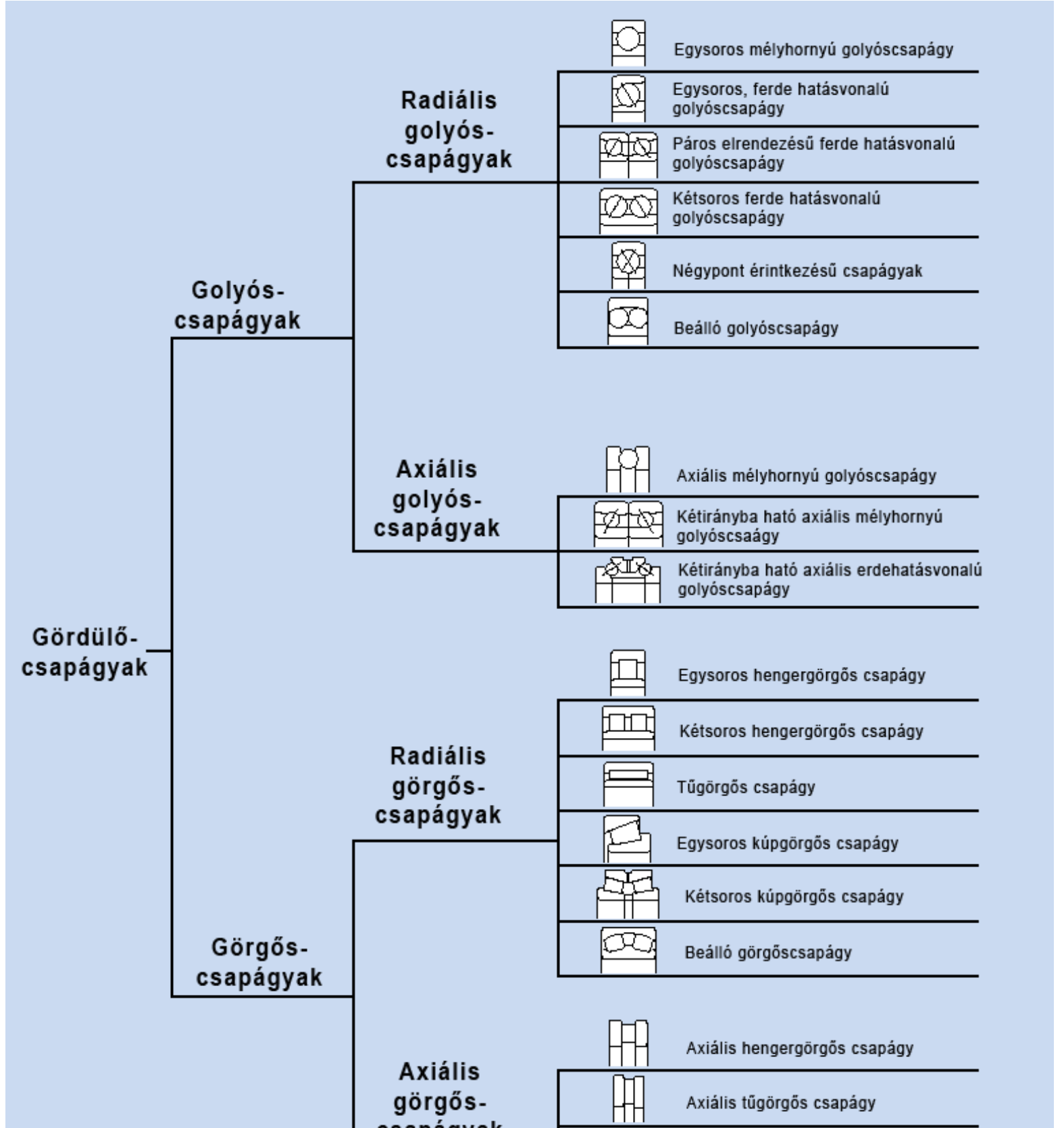
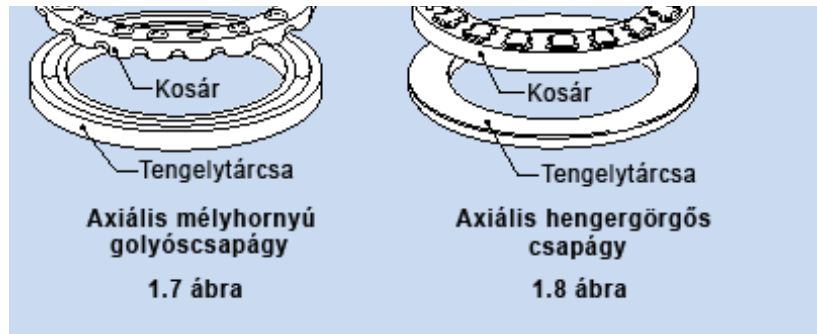
A gördülőcsapágyakat a fő terhelési irányoknak megfelelően továbbá még feloszthatjuk radiális és axiális csapágyakra. További felosztási lehetőségek például:

1. A gördülőtestek sorainak száma szerinti felosztás, beszélhetünk egysoros, többsoros gördülőcsapágyakról.
2. Szétszerelhető és nem szétszerelhető csapágyak, melyeknek belső, vagy külső gyűrűje lehúzható, vagy fix kivitelű.
3. Axialis csapágyak. Ezek lehetnek egyirányból és mindkét irányból trhelhető kivitelek, stb.

Fentiekén kívül léteznek speciális célokra kialakított csapágyak, mint például tengelycsapágyak, vasúti járművekhez alkalmazott (RCT) csapágyak, golyóscsapágyak, fogkoszorúhoz alkalmazott támcsapágyak, lineáris egyenes megvezetésekhez



alkalmazott görgőscsapágyak, (loneáris csapágyak, lineáris görgős csapágyak), stb.



gorgos-  
csapágyak

Axiális tűgörgős csapágy



Axiális kúpörgős csapágy



Axiális beálló görgőscsapágy

1.9 ábra Gördülőcsapágyak felosztása

## 1.3 Gördülőcsapágyak főbb jellemzői

### 1.3.1 A gördülőcsapágyak előnyei

A gördülőcsapágyak a csúszócsapágyakkal szemben az alábbi előnyökkel rendelkeznek:

1. Indulási súrlódási nyomaték alacsony és csak kis mértékben magasabb mint a dinamikus súrlódási nyomaték.
2. Nemzetközileg szabványosítottak, mindenhol beszerezhetőek, csereszabatosak.
3. Könnyen kenhetőek és csak csekély mennyiségű kenőanyagot igényelnek.
4. A legtöbb gördülőcsapágy radiális és axiális terhelések felvételére egyaránt alkalmas.
5. A gördülőcsapágyakat alkalmazni lehet magas és alacsony hőmérsékleteken is.
6. Előfeszítéssel a csapágymerevség megnövelehető.

A gördülőcsapágyak konstrukciói, tűrésbesorolása és speciális jellemzői a "Fő méretek és csapágyjelölések" fejezetben megtalálhatóak.

### 1.3.2 Golyós és görgőscsapágyak

A golyóscsapágyak görgőscsapágyakkal való összehasonlítása során és azonos méreteket véve alapul általában alacsonyabb súrlódási nyomatékot és magasabb futáspontosságot garantálnak.

Ebből kifolyólag a golyóscsapágyak kiemelten széles alkalmazási területei a magas fordulatszámot igénylő és magas futáspontosságú helyek, alacsony súrlódási nyomatékokkal, csekély mértékű lengésveszéllyel.

A görgőscsapágyak ezzel szemben nagyobb mértékben terhelhetőek, hosszabb élettartamot garantálnak még igen nagy erőhatások fellépte esetén is, valamint komoly lökésszerű terhelések felvételére is képesek.

### 1.3.3 Radiális és axiális csapágyak

A legtöbb csapágyfejta radiális és axiális terhelések felvételére is alkalmas. A 45°-nál kisebb kapcsolódási szöggel rendelkező csapágyak radiálisan erősebben terhelhetőek mint axiális irányban. Ezért ezeket a csapágyakat radiális csapágyaknak is szoktuk nevezni. Azon csapágyak esetében, amelyeknél a kapcsolódási szög nagyobb mint 45°, magasabb axiális irányú terhelhetőség lehetséges a radiális értékhez viszonyítva, emiatt ezeket axiális csapágyaknak is nevezzük. Az axiális és radiális csapágyakat, ha egységbe kombinálják, azok azonos tulajdonságokat mutatnak a tisztán radiális és axiális csapágyakkal.

### 1.3.4 Standard és különleges csapágyak

Azon csapágyfajták, melyeket világméretben szabványosítottak, kiemelten gazdaságosan használhatóak fel a gyakorlatban.

Bizonyos konkrét feladatra kialakított aggregátoknál, gépeknél ésszerű a nem szabványos, speciálisan a felhasználási célra tervezett különleges csapágyak alkalmazása.

Léteznek, ill. előállításra kerülnek olyan olyan csapágyak, melyek különféle berendezésekbe integrálódtak, vagy géprészekkel bizonyos egységeket képeznek. Ezen kívül speciális csapágyakat is gyártanak.

## 2. Csapágykiválasztás

Ma már a gördülőcsapágyak széles skáláját, típusait állítják elő nagy méretválasztékban. A csapágy megválasztása során fontos, hogy az a típus kerüljön kiválasztásra, amelyik az előzetes számítások szerint az adott gép, géprésznél az elvárásainknak, a speciális követelményeknek a leginkább megfelel. A kiválasztási folyamat, az optimális csapágy meghatározására irányuló folyamat megkönnyíthető az adott feltételek figyelembevételével mellett különböző szempontoknak megfelelő analízis útján. Bár általános és minden vonatkozásban egyaránt sikeres kiválasztási rendszer lényegében nem létezik, mint általános irányvonal a következő lépcsős előrehaladással általában kivitelezhető az optimális csapágy kiválasztása.

1. A csapágy üzemi feltételeinek, felhasználási helyének a várható üzemi körülményeknek a gondos szemelöltt tartása
2. A csapágyazás minden feltételének rögzítése
3. A csapágy kiválasztása
4. A csapágy elhelyezésének meghatározása
5. A csapágy pontossági osztályának meghatározása
6. A be-és a kiserelés helyes módszerének megválasztása

### 2.1 Üzemi feltételek és környezeti behatások

Ahhoz, hogy egy adott alkalmazás során a csapágy optimális kiválasztása megtörténhessen, a gép, berendezés, annak üzemének és környezeti viszonyainak pontos és széleskörű ismerete elengedhetetlenül szükséges. A megfelelő csapágy kiválasztásához az alábbi adatok elengedhetetlenek:

1. A szóban forgó gép, berendezés konstrukciója és
2. A csapágyelrendezés, (ki- és beépítés)
3. Csapágyterhelések, (nagyság, irány)
4. A csapágy fordulatszáma
5. Rezgések és lökésszerű terhelések
6. Csapághőmérséklet (környezeti és súrlódási hő)
7. Környezeti viszonyok (korrózió, kenés, por, víz, stb.)

### 2.2 Jellemző követelmények

A csapágy teljesítményével és funkciójával szemben támasztott követelmény a csapágy elhelyezkedésétől, valamint az üzemi feltételektől függ. A 2.1 táblázat például általánosan figyelembeveendő követelményeket sorol fel.

Jellemző követelmények	Ugrás a fejezethez
A csapágy fő méretei	=>
Élettartam elvárások	=>
Futási pontosság	=>
Határfordulatszámok	=>
Merevség	=>
Rezgés/zajsztint	=>
Súrlódási nyomatékok	=>

Belső gyűrű ferde állíthatósága  
a külső gyűrűhöz képest

Be és kiserelési lehetőségek

=&gt;

Raktározhatóság és gazdaságosság

2.1 táblázat jellemző követelmények

## 2.3 A csapágy fajtájának kiválasztása

A csapágyakkal szemben támasztott speciális követelményekhez, melyek az adott felhasználási területből adódnak, és a csapágygal szemben támasztott követelményeknek az adott csapágyfajták tulajdonságaival történő összehasonlítása során juthatunk el. Döntéseinkhez segítséget nyújtanak a 2.2 táblázatban szereplő a csapágyak alkalmazásával szemben támasztott általános felhasználásra vonatkozó főbb jellemzők.

## 2.4 A csapágy elrendezésének meghatározása

A forgó tengelyek megvezetésére általában két csapágyat alkalmazunk annak érdekében, hogy a tengelyt az álló házhoz képest axiális és radiális erők átvételére alkalmassá tegyünk. Az egyik csapágyat fix míg a másik oldalon elhelyezkedő csapágyat laza elrendezés szerint alakítjuk ki, alkalmazzuk. A fix elrendezésű csapágy végzi az axiális és radiális erők felvételét, a tengelyt axiális irányban a házhoz képest megtámasztja. A laza elrendezésű csapágy előfeszültségek, befeszülések elleni védelmet biztosít, megakadályozza például a ház és a tengely hőtágulási különbségéből esetlegesen adódó befeszüléseket. Egy bizonyos mértékig a külső gyűrű laza alkalmazásával a csapágyülékek megmunkálási pontatlanságaiból adódó hibák kiküszöbölhetővé válnak, azok ily módon kiegyenlítődnek. Fix elrendezési célokra általában azok a csapágyak felelnek meg a legjobban, amelyek mindkét oldalról képesek axiális erőhatásokat felvenni. A lazán szerelt csapágyak a tengelyek a házhoz képest hosszirányú alakváltozásainak felvételére képesek, vagy a futópályáik kiegyenlítőképeségének kapcsán (például hengergörgős csapágyaknál), vagy az úgynevezett tengelyen, vagy a házra elhelyezkedő tolóülékekkel (mélyhornyú golyóscsapágyak esetében) az említett elmozdulásokat ki tudják egyenlíteni. Az úgynevezett ellenirányú megvezetéseknel az egyes csapágyak által történő axiális tengelymegvezetés minden esetben ellenirányból kerül megvalósulásra. (például ferdehatásvonalú golyóscsapágyak) Ezt a csapágyelrendezési módozatot a gyakorlatban leginkább a viszonylag rövidnek mondható tengelyeknél alkalmazzák. A 2.3 táblázatban példák találhatóak erre az elrendezésre.

## 2.5 A csapágy méreteinek kiválasztása

E feladat végrehajtására általában az üzemi terhelés mértékének és a megkövetelt élettartam, valamint a terhelhetőségi szám figyelembevételével kerülhet sor. =>

## 2.6 A csapágy kivitelének meghatározása

A leggyakrabban széles körben alkalmazott gördülőcsapágyak meghatározott jellemzői ma már világszerte szabványosítva vannak. Annak érdekében, hogy egyedi és speciális esetekben is a megfelelő csapágyak kerülhessenek alkalmazásra, ilyen követelményeknek is megfelelőhessenek, előfordul, hogy nem szabványosított kivitelt kell kiválasztani. A 2.4 táblázatban találhatóak adatok a nem szabványos kivitellű csapágyak kiválasztásához.

Jellemző követelmények [Ugrás a fejezethez](#)

Pontosság (méret és futáspontosság)

=&gt;

Csapágyházag és előfeszítés

=&gt;



Anyagok és hőkezelés =>

Kosárkonstrukció és a kosár anyagai =>

2.4 táblázat Csapágykivitel

## 2.7 Csapágyak kezelése

Ahhoz, hogy a követelményeknek meg tudjuk felelni a csapágyak kezelése során bizonyos előre meghatározott irányvonalak szemellett tartása szükséges, így például azok beépítéséhez a megfelelő segédszámok kiválasztása. A kiválasztás során nem minden esetben állnak rendelkezésre megfelelő pontossággal és részletességgel a szükséges adatok. Ezért a probléma felbecsüléséhez, értékeléséhez előre megfelelő döntések meghozatala válik szükségessé, megfelelően értékelni kell az egyes kritériumokat és azok jelentőségét, azok prioritási jellemzőinek figyelembevételével. A lehető legtöbb tapasztalat és a megkívánt adatok kielégítő pontossággal való ismerete szükséges ahhoz, hogy segítségükkel már jó alapokkal rendelkezünk a csapágy sikeres kiválasztásához. Az NTN cég évtizedes tapasztalatai alapján ezeken a területeken és feladatok esetében készséges segítséget nyújt a felhasználóknak, szívesen együttműködik velük szaktanácsok adásában.

### Jellemző követelmények Ugrás a fejezethez

Beépítési tanácsok =>

Kenés és kenőanyagok =>

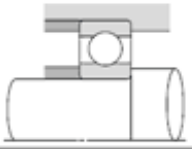
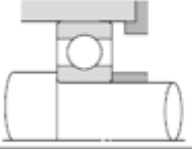
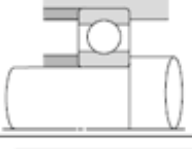
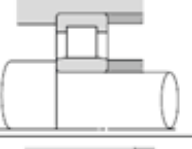
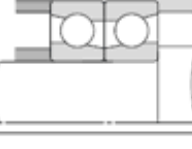
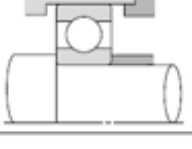
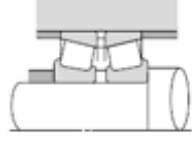
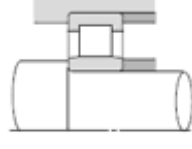
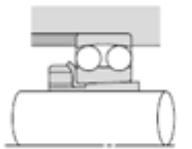
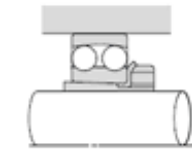
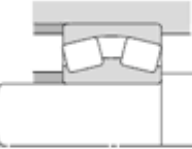
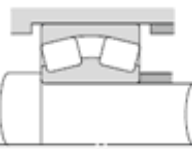
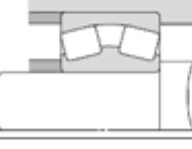
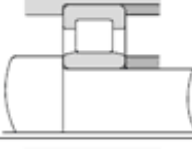
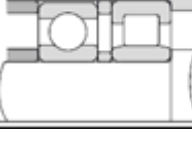
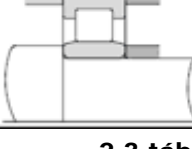
Tömítések =>

Tengely és házszerkezetek =>


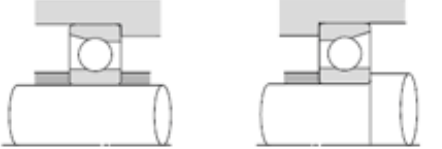
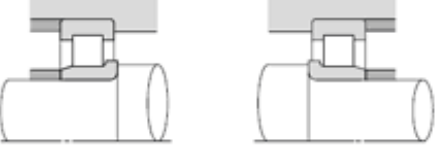
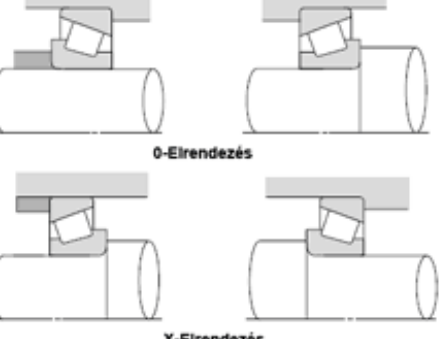
2.5 táblázat A csapágyak kezelése

Csapágyfajta	Mélyhornyú golyós-csapágy	Ferde hatásvonalú golyós-csapágy	Kétsoros ferde hatásvonalú golyós-csapágy	Ferde hatásvonalú párosított golyós-csapágy	Beálló golyós-csapágy	Henger-görgős-csapágy	NJ-Henger-görgős-csapágy	NUP-Henger-görgős-csapágy	Kétsoros hengeres görgős-csapágy	Kúpgörgős csapágy	Beálló görgős-csapágy	Axiális mélyhornyú golyós-csapágy	Kétsoros axiális ferde hatásvonalú golyós-csapágy	Axiális beálló csapágy	Oldal számok
Jellemző szempontok															
Terhelhetőség															
Radiális teher															
Axiális teher															
Magas fordulatszám <sup>1</sup>	☆☆☆☆	☆☆☆☆	☆☆	☆☆☆	☆☆	☆☆☆☆	☆☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆	☆	☆☆☆	☆	A-66
Magas futáspontosság és rezgés	☆☆☆	☆☆☆	☆☆	☆☆☆		☆☆☆	☆☆	☆	☆☆☆	☆☆☆		☆	☆☆☆		A-31
Alacsony zajszint <sup>1</sup>	☆☆☆☆	☆☆☆☆		☆		☆	☆	☆	☆						—
Csekély súrúdási nyomatok <sup>1</sup>	☆☆☆☆	☆☆☆☆		☆☆	☆	☆									A-67
Magas merevség <sup>1</sup>			☆☆	☆☆		☆☆	☆☆	☆☆	☆☆☆	☆☆	☆☆☆		☆☆	☆☆☆	A-54
Rezgés és lökésterhelhetőség <sup>1</sup>			☆		★	☆☆	☆☆	☆☆	☆☆	☆☆	☆☆☆		★	☆☆☆	A-18
Megengedhető ferde beállítás <sup>1</sup>	☆				☆☆☆	☆				☆	☆☆☆	★	★	☆☆☆	A-79
Fix-csapágy <sup>2</sup>	⊙	⊙	⊙	⊙ DB- és DF-beállítás	⊙		⊙	⊙		⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	A-13
Laza-csapágy <sup>3</sup>	○		○	○ DB-beállítás	○	⊙			⊙		○				A-13
Szét szerelhető és nem szét szerelhető kivétel						○	○	○	○	○		○	○	○	—
Kúpos furat <sup>5</sup>					○						○				A-79
Megjegyzés						NU, N típusok	NJ, NF típusok	NUP, NP NH típusok	NNU, NN típusok	Páros beépítésre					—

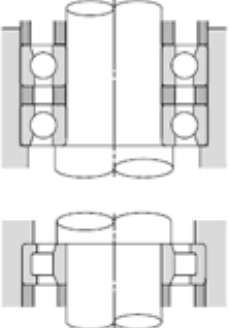
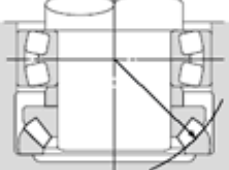
2.2 táblázat Csapágyak fajtái és főbb jellemzőik

Csapágyelrendezés		Megjegyzés	Felhasználási példák
Fix-csapágy	Laza-csapágy		
		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Általános elrendezés kis gépeknél.</li> <li>2. Inkább radiális, de axiális terhelésekre is</li> <li>3. Előfeszítés rugóval, vagy hézagolólemezzel lehetséges.</li> </ol>	Kis szivattyúk, elektromotorok, autó, hajtások.
		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. magas fordulatszámokhoz.</li> <li>2. Hengergörgős csapágyak futópályájának axiális hosszváltoztatása.</li> </ol>	Közepes elektromotorok ventilátorok.
		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Radiális és axiális terhelés mindkét irányba lehetséges.</li> <li>2. Páros elrendezés helyett kétsoros ferdehatásvonalú golyóscsapágyak alkalmazása is lehetséges.</li> </ol>	Csigatengelyek, stb.
		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Magas terhelhetőség.</li> <li>2. A kúpgörgős csapágy előfeszítése útján magas tengelymerevség.</li> <li>3. A tengely- és házülékek nagy pontosságú megmunkálása szükséges. Beépítéskor pontos csapágybeállítást kell végezni.</li> </ol>	Szerszámgép orsók, stb.
		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Szórási hibák, tengelykihajlások kiegyenlítésére alkalmas.</li> <li>2. Szorítóhüvelyek alkalmazásán keresztül hosszú tengelyeken könnyebb ki- és beépítés.</li> <li>3. Magas axiális terhelések esetében nem alkalmas.</li> </ol>	Előtéttengelyek, általában a gépgyártás területén.
		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. A legmagasabb terhelésekre, erős lökésterhelések esetén.</li> <li>2. Szórási hibák, tengelykihajlások kiegyenlítésére.</li> <li>3. Mindkét irányban magas radiális és axiális terhelések esetén.</li> </ol>	Stacionális lassítóhajtások
		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Magas terhelésekre, magas lökésszerű igénybevételeknél.</li> <li>2. Mindkét irányba radiális és axiális terhelésekre egyaránt.</li> </ol>	Stacionáris hajtások, stb
		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Magas radiális, de axiális terhelésekre is.</li> <li>2. Belső és külső gyűrűk fix ülékkel beépíthetők.</li> <li>3. Egyszerű ki- és beszerelési lehetőség.</li> </ol>	Sínjárművek, elektromotorok.

2.3 táblázat (1) Csapágyelrendezés (fix és laza csapágyak)

Csapágyelrendezés	Megjegyzések	Felhasználási példák
	Általános csapágyelrendezés kisgépeknél.	Kis elektromotorok, hajtások, stb.
	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Ez a csapágyazási kivitel a 0-elrendezésnél jól megfelel pillanatterhelések esetében.</li> <li>2. A csapágy-előfeszítés a tengelymerevséget megnöveli.</li> <li>3. Magas fordulatszámoknál jól alkalmazható.</li> </ol>	Szerszámgépek orsóinál alkalmazható.
	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Magas terhelések esetén.</li> <li>2. Jól megfelel olyan esetekben, amikor a belső és a külső gyűrűket fix üléssel szerelik.</li> <li>3. Üzemeléskor az axiális előfeszítés nem lehet túl magas.</li> </ol>	Építőipari, bányászati gépek, berendezések.
 <p>0-Elrendezés</p> <p>X-Elrendezés</p>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Magas terheléseknél, lökéseknel gyakran használatos.</li> <li>2. A csapágy-előfeszítés a tengely merevségét megnöveli.</li> <li>3. 0-elrendezésben a csapágy pillanatnyi terhelések felvételére, X-elrendezésben szórás hibák kiegyenlítésére alkalmas.</li> <li>4. Az X-elrendezés esetében fix belső gyűrűk beépíthetők.</li> </ol>	Hajtások, járművek kerekei, stb.

2.3 táblázat (2) Csapágyelrendezés (ellenirányú megvezetés)

Csapágyelrendezés	Megjegyzések	Felhasználási példák
	A fix csapágy-kialakítást két párban elhelyezett ferdehatásvonalú golyóscsapágy képezi. Laza csapágyként hengergörgős csapágyakat alkalmaznak.	Szerszámgépek orsói, függőleges elrendezésű elektromotorok, stb.
	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. A legmagasabb axiális terhelésekre alkalmas.</li> <li>2. Az üreger horgonyos futópálya segítségével mindkét csapágy esetében ferde beállítások és méretszórások egyaránt felvételre kerülnek.</li> <li>3. Az alsó axiális beálló görgőscsapágy előfeszítéssel beállítható.</li> </ol>	Emelő-berendezések, daruk főcsapágjai, stb.

2.3 táblázat (3) Csapágyelrendezés (függőleges tengelyek)

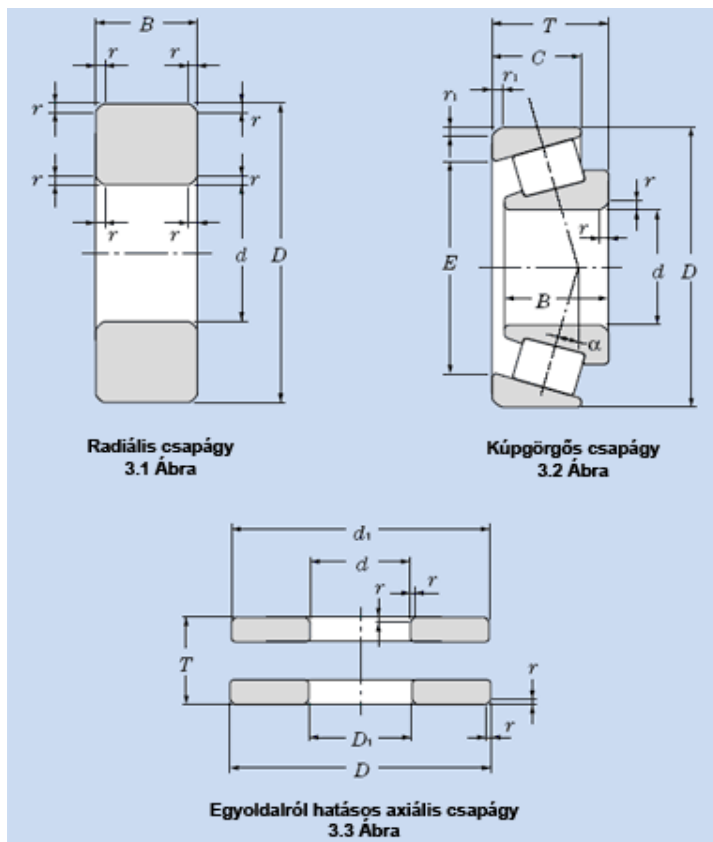


## 3. Fő méretek és csapágyjelölések

### 3.1 Fő méretek

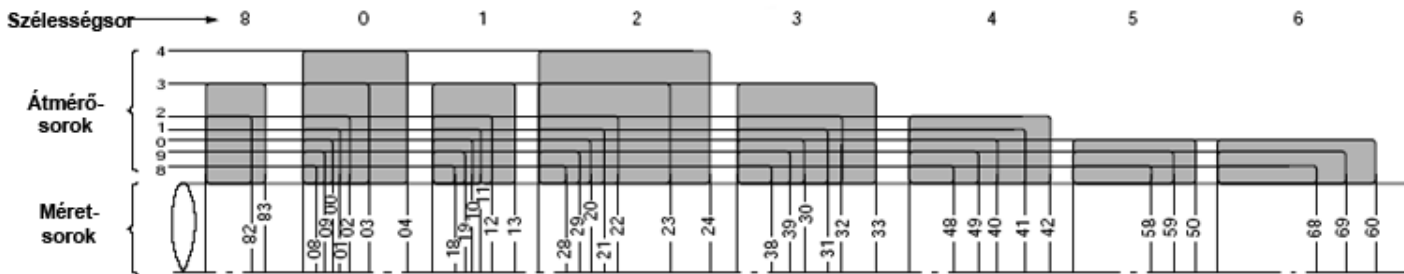
A gördülőcsapágyak fő méreteit a Nemzetközi Szabványosítási Szervezet, a (ISO) rögzíti. Ennek köszönhetően ma már világméretben a gördülőcsapágyak csereszabatosak, előállításuk gazdaságos. A mérettervek kúpgörgős csapágyak kivételével az ISO 15-ben, metrikus kivitelű kúpgörgős csapágyakra az ISO 335-ben, az axiális csapágyakra az ISO 104-ben lettek megadva. Ezeket a szabványos értékeket a DIN 616, illetve a DIN-ISO 355 Németországban, Japánban pedig a JIS B 1512-ben (Japán Ipari Szabványok) is átvették.

A szabványosított fő méreteket, furatok, külső átmérők, szélesség, magasság, éltávolságok, stb. a 3.1 -től a 3.3 ábrák tartalmazzák. Itt általában a csapágyak belső részeinek szerkezeti kialakításai nem kerültek meghatározásra. A metrikus kivitelű gördülőcsapágyakhoz a 3.1 táblázat tartalmazza a már szabványosításra került 90 furatméretet, (d) 0,6-tól 2500 mm-ig. A méretsorban valamennyi szabványos csapágyfajta ISO szerint került rögzítésre. Radiális csapágyaknál (kivéve a kúpgörgős csapágyakat) minden egyes a szabványba felvett furathoz (d) nyolc fő külső átmérő (D) lett hozzárendelve. Ezek a felsorolt átmérősorok adják meg az egyes értékeket növekvő külső átmérők sorrendben (7,8.,9., 0.,1.,2., és 4 (7 a legkisebb és a 4 a legnagyobb átmérősor).

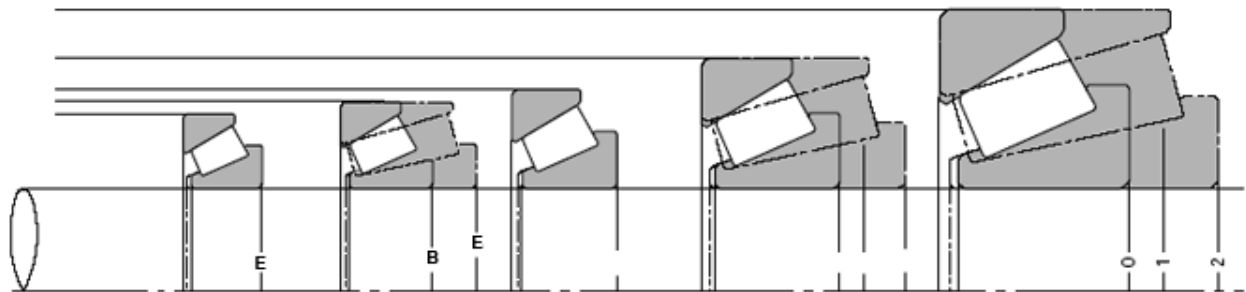


Gördülőcsapágyak furatátmérői d, (mm) felett -tól, -ig		Szabványosított furatátmérők (mm)	Szabvány
-	1.0	0.6	-
1.0	3.0	1, 1.5, 2.5	0.5 mm-enként
3.0	10	3,4,..., 9	0.5 mm-enként
10	20	10, 12, 15, 17	-
20	35	20, 22, 25, 28, 30, 32	Szabványsor R20
35	110	35, 40, ..., 105	5 mm-enként
110	200	110, 120, ..., 190	10 mm-enként
200	500	200, 220, ..., 480	20 mm-enként
500	2500	500, 530, 2500	Szabványsor R40

3.1 táblázat Szabványosított furatátmérők



3.5 Ábra Radiális csapágyak méretsor összehasonlítása azonos furatátmérők esetében (kivéve kúpgörgős csapágyakat)



3.6 Ábra Kúpgörgős csapágyak méretsorainak összehasonlítása

Minden átmérősoron belül található 8 növekvő sorrendben kialakított szélességre vonatkozó sor (B): 8., 0., 1., 2., 3., 4., 5., 6., (8 a legkeskenyebb és a 6 a legszélesebb szélességi sor). Az átmérősorok összefoglalása a hozzájuk tartozó szélességi méretsorokkal közösen adja ki a méretsorokat.

A 3.5 ábra összefüggést mutat be a szélesség-, átmérő és a méretsorok között.

A kúpgörgős csapágyak esetében a külső átmérő (D) és a furatátmérő (d) között összefüggés függvényében hat átmérősor (B, S, D, E, F, G) különböztethetünk meg.

B a legkisebb, G a legnagyobb külső átmérő. A szélesség (T) négy szélességi sorral (B, C, D, E) növekvő sorrendben került rögzítésre, ahol E utal a legnagyobb méretre.

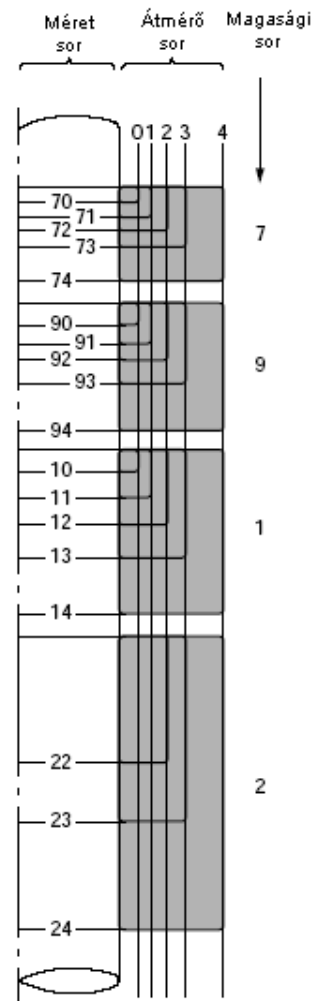
Az érintkezési szög ( $\alpha$ ), szögsor 6 számmal került definiálásra, (2, 3, 4, 5, 6, 7) növekvő sorrendben. A legkisebb szöveget a 2 és a legnagyobbat a 7-es határozza meg. A szögsor, átmérősor, valamint a szélességi sor együttesen adják meg a kúpgörgős csapágyak teljes méretsorát. (Például 2 FB)

A 3.6 ábra ezeknek az összefüggéseit szemlélteti.

Axiális csapágyak esetében a belső furat átmérője és a külső átmérő viszonyának arányában (d/D) öt átmérő érték sor különböztethető meg. (0, 1, 2, 3, 4).

A magassági sorok (H) négy növekvő sorrendben lévő lépcsőt rögzítenek. (7, 9, 1, 2).

A 3.7 ábra az összefüggéseket szemlélteti.



Az éltávolságok ( $r$ ) az ISO 582-1979, DIN 620 6-os fejezetben és a JIS japán szabvány B 1512-ben lettek rögzítve. ( $r_{smin}$ : a még megengedett éltávolság) . Erre a célra 22 méret került a szabványba, 0,1 mm-től 19 mm-ig (0,05, 0,08, 0,1, 0,15, 0,2, 0,3, 0,6, 1, 1,1, 1,5, 2,0, 2,1, 2,5, 3,0, 4,0, 5,0, 6,0, 7,5, 9,5, 123,0, 15,0, 19,0) A fentiekben bemutatott méretség ellenére ( furatátmérők, átmérők, szélességek vagy magasságok ) a nem szabványosított csapágyak is folyamatosan gyártásra kerülnek. Ellentétes oldalról nézve pedig megállapítható, hogy nem minden szabványos csapágyat gyártanak folyamatosan.

### 3.2 Csapágyjelölések

A csapágyszám alapján megállapítható a csapágy fajtája és méretei, pontossága, pontossági besorolása, belső szerkezete, stb. A Csapágyjelölés kulcsszámok és betűk sorozatának összerendeléséből adódik három fő csoportra lehet ezeket felosztani. Úgy mint bázis ismertetőjelek, valamint előzetes és utólagos jelek. A 3.2 táblázatból ezeknek a jelentése kiolvasható. A bázisjel általános felvilágosításokkal szolgál, például a csapágy fajtájáról főbb méreteiről, stb. és a csapágy sorozatáról, a furatot jellemző számról, valamint egy meghatározott érintkezési szög jeléből tevődik össze. A 3.4, a 3.5 és a 3.6 táblázatok ezen jelek értelmezésére szolgálnak. A kiegészítő jeleket elő- és utójelekre lehet felosztani. Ezek a csapágy pontossági osztályáról a csapágyhézag mértékéről, egyéb különleges csapágyjellemzőkről adnak további felvilágosításokat. Fentiek a 3.3 és a 3.7 táblázatokban találhatóak meg.

Ismertető jelek és jelentéseik				Jelek	Jelentés	
Előjel	Különleges kivétel			TS2		
Bázis ismertetőjel	Csapágy	Csapágy fajta		7	TK- Csapágy a legmagasabb fordulatokhoz	
		Méretség	Szélességi vagy magassági sor			TS- Hőstabilizált kivételek magas hőmérsékletekhez
			Átméreg		3	M- Felületbevont csapágy
			Furat ismertetőjel		05	F- Csapágy rozsdamentes acélból
Kapcsolódási szög			B	H- Csapágy melegtűrő anyagból		
Utójel	Megváltoztatott belső szerkezet				N- Csapágy speciális anyagból	
	Kosár kivétele			L1	TM- Csapágy különlegesen magas élettartammal	
	Fedő- illetve a tömítőtárcsa kivétele				EC- Csapágy poliamid gyűrűvel	
	Gyűrűk kivételei				4T- NTN-4-top kúpgörgős csapágy	
	Páros elrendezések			DF +10	ET- NTN ET-kúpgörgős csapágy	
	Radiális, illetve axiális csapágyhézag			C3		
	Pontossági besorolási osztály			P5		
	Kenőanyag megjelölése					

3.3 táblázat Előjelek

3.2 táblázat Csapágyjelölések

Csapágy sorozat	Típus	Méretsor		Csapágy fajtája	Csapágy sorozat	Típus	Méretsor		Csapágy fajtája
		Szélességi sor	Átmérősor				Szélességi sor	Átmérősor	
67	6	(1)	7	Egysoros mélyhornyú golyóscsapágy	329X	3	2	9	Kúpgörgős csapágy
68		(1)	8		320X		2	0	
69		(1)	9		302		0	2	
62		(0)	2		322		2	2	
63		(0)	3		303		0	3	
78	7	(1)	8	Egysoros ferde hatásvonalú golyóscsapágy	303D	2	0	3	Beálló görgős csapágy
79		(1)	9		313X		1	3	
70		(1)	0		323		2	3	
72		(0)	2		239		3	9	
73		(0)	3		230		3	0	
12	1	(0)	2	Beálló golyóscsapágy	240	2	4	0	Beálló görgős csapágy
13	1	(0)	3		231		3	1	
22	2	(2)	2		241		4	1	
23	2	(2)	3		222		2	2	
NU10	NU	1	0		Hengergörgős csapágy		232	5	
NU2		(0)	2	213		0	3		
NU22		2	2	223		2	3		
NU3		(0)	3	511			1		
NU23		2	3	512		1	2		
NU4	(1)	8	513		3				
N10	N	1	0	Hengergörgős csapágy	514	5		4	Kétsoros axiális mélyhornyú golyóscsapágy
N2		(0)	2		522			2	
N3		(0)	3		523		2	3	
N4		(0)	4		524			4	
NF2	NF	(0)	2	Hengergörgős csapágy	811	8	1	1	Axiális hengergörgős csapágy
NF3		(0)	3		812		1	2	
NA48	NA	4	8	Tűgörgős csapágy	893	2	9	3	Axiális beálló hengergörgős csapágy
NA49		4	9		292			2	
NA59		5	9		523		9	3	
					524			4	

3.4 táblázat Bázismegjelölések

Furat ismertető jele	Furat átmérője <i>d</i> mm-ben	Megjegyzések
/0.6	0.6	(/) Törtvonal a furat megjelölése előtt
/1.5	1.5	
/2.5	2.5	
1	1	Furatátmérő mm-ben külön megjelölés nincs

:	:	
9	9	
00	10	
01	12	
02	15	
03	17	
/22	22	
/28	28	(/) Törtvonal a furat megjelölése előtt
/32	32	
04	20	
05	25	
06	30	
:	:	Furatmegjelölés ötszöröse a furat átmérőjét adja mm-be
88	440	
92	460	
96	480	
/500	500	
/530	530	
/560	560	
:	:	(/) Törtvonal a furat megjelölése előtt
/2360	2360	
/2500	2500	

3. táblázat Ismertető jelek furatokhoz

Megjelölés	Érintkezési szög	Csapágyfajta
A <sup>1/</sup>	Standard 30°	
B	Standard 40°	Ferdehatásvonalú csapágyak
C	Standard 15°	
B <sup>1/</sup>	10° felett, 17°-ig	
C	17° felett, 24°-ig	Kúpörgős csapágyak
D	24° felett, 32°-ig	

3.6 táblázat Érintkezési szög

Jelek	Jelentések
Belső szerkezet	U Nemzetközileg cserélhető kúpörgős csapágy
	R Nemzetközileg nem csereszabatos kúpörgős csapágyak
	ST kúpörgős csapágy alacsony súrlódási nyomatékkal
	HT Hengergörgős csapágy magas axiális terhelésekhez
Kosarak	L1 Réz masszív kosár
	F1 Acél masszív kosár
	G1 Egyrészes réz masszív kosár hengergörgős csapágyakhoz
	G2 Csavarkosár kúpörgős csapágyakhoz



	J	Acéllemez kosár
	T1	Műanyag kosár
	T2	Műanyag kosár
Tömítő illetve fedőtárcsa	LLB	Nem érintkező tömítőtárcsa
	LLU	Érintkező tömítőtárcsa
	ZZ	Fedőtárcsa
	ZZA	Kiszerezhető fedőtárcsa
Belső ill. külső gyűrűs kivétel	K	Kúpos belsőgyűrű furat, 1:12 kúp
	K30	Kúpos belsőgyűrű furat, 1:30 kúp
	N	Gyűrűhorony a külső gyűrűben feszítőgyűrű nélkül
	NR	Gyűrűhorony a külső gyűrűben feszítőgyűrűvel
	D	Olajfuratokkal ellátott csapágy
Páros elrendezés	DB	O-elrendezés
	DF	X-elrendezés
	DT	Tandem-elrendezés
	D2	Csapágypárosítással
	G	Univerzális-elrendezés X-, O-, vagy tandem-elrendezésekben lehetséges
	+ $\alpha$	Közbetétgyűrű ( $\alpha$ =közbetétgyűrű névleges mérete mm-ben.)
Csapágyrés, ill. előfeszítés	C2	Radiális hézag a normálnál kisebb
	C3	Radiális hézag a normálnál nagyobb
	C4	Radiális hézag nagyobb mint C3
	CM	Elhatárolt radiális hézag elektromotorok csapágáihoz
	NA	Nem csereszabatos csapágyrészek
	/GL	Csekély előfeszítés
	/GN	Normál előfeszítés
	/GM	Közepes előfeszítés
	/GH	Magas előfeszítés
Pontossági osztályok	P6	Pontossági osztály (JIS)
	P6X	Pontossági osztály kúpörgős csapágyak (JIS)
	P5	Pontossági osztály 5 (JIS)
	P4	Pontossági osztály 4 (JIS)
	P2	Pontossági osztály 2 (JIS)
	>2	Pontossági osztály 2 kúpörgős csapágyak hüvelyk-rendszer
	>3	Pontossági osztály 3 kúpörgős csapágyak hüvelyk-rendszer
	>0	Pontossági osztály 0 kúpörgős csapágyak hüvelyk-rendszer
	00	Pontossági osztály 00 kúpörgős csapágyak hüvelyk-rendszer
Kenés	/2A	Shell Alvania Nr.2.
	/5C	Chevron SRI-2
	/3E	ESSO-Beacon 325
	/5K	MULTEMP SRL

3.7 táblázat Utójelek



## 4. Gördülőcsapágyak tűrései

A méret és körköröségi tűrések az ISO, DIN és a JIS szabványokban kerültek rögzítésre. Itt határozták meg például a furatpontosság, a fő méretek, úgy mint a furatok, és külső átmérőértékeket, szélesség, teljes szélesség, éltávolságok, kúp, stb. értékeit, melyek a házba és a tengelyre történő beszerelésnél elengedhetetlenül szükségesek. A belső és a külső gyűrűkre vonatkozó körköröségi pontosság értékei radiális ütésre (körköröség), a gyűrűk síkbanfutására (oldalirányú ütés), a köpenyvonal ingadozás a hivatkozási oldalra véve (oldalütés), az oldalfelületek síkban futása a futási pályára véve (axiális ütés) és az axiális csapágy tárcsavastagságának szórása (axiális ütés) a beépítésnél betartandók. Ezek a tűrések különféle tűrési osztályokban kerültek besorolásra, például ISO 0, 6, 5, 4 és 2, vagy JIS B 1514 (tűrések görgőcsapágyak részére). Az ISO tűrésosztályok 0-val indulnak (standard pontossági osztály), azzal, hogy a csapágyak pontossági értékei a 6, 5, 4 és 2-vel emelkednek.

A 4.1 táblázatban különféle tűrési osztályokat hasonlítottunk össze a JIS B 1514 japán szabvánnyal.

A 4.2 táblázatból látható, hogy mely csapágyfajták milyen tűrési besorolási osztály szerint kerülnek gyártásra.

Szabvány		Tűrési osztály					Csapágy fajtája
Japán Ipari Szabvány standard	JIS B 1514	Osztály 0 és 6x	6 Osztály	5 Osztály	4 Osztály	2 Osztály	Minden fajta
Nemzetközi Szabványosítási Szervezet	ISO 492	Normál és 6 X osztály	6 Osztály	5 Osztály	5 Osztály	2 Osztály	Radiális csapágyak
	ISO 199	Normál osztály	6 Osztály	5 Osztály	5 Osztály	-	Axiális mélyhornyú golyós- csapágyak
	ISO 578	4 osztály	-	3 Osztály	0 Osztály	00 Osztály	Kúpgörgős csapágyak
	ISO 1224	-	-	5A Osztály	4A Osztály	-	Műszerekhez pontossági csapágyak
Német Szabványosítási Intézet	DIN 620	PO	P6	P5	P4	P2	Minden csapágyfajta
USA Nemzeti Szabvány Itézet (ANSI)  Anti-Friction Bearing Manufacturers (AFBMA)	ANSI/ AFBMA Std. 20 <sup>1/</sup>	ABEC-1 RBEC-1	ABEC-3 RBEC-3	ABEC-5 RBEC-5	ABEC-7	ABEC-9	Radiális csapágyak
	ANSI/ AFBMA Std. 19.1	K Osztály	N Osztály	C Osztály	B Osztály	A Osztály	Metrikus kivitelű kúpgörgős csapágyak
	ANSI B 319 AFBMA Std. 19	4 Osztály	2 Osztály	3 Osztály	0 Osztály	00 Osztály	Hüvelyk-kivitelű kúpgörgős csapágyak
	ANSI/ AFBMA Std. 12.1	-	3P Osztály	5P és 5 T Osztályok	7P és 7 T Osztályok	9P Osztály	Pontossági műszercsapágyak metrikus kivitel
	ANSI/ AFBMA Std. 12.2	-	3P Osztály	5P és 5 T Osztályok	7P és 7 T Osztályok	9P Osztály	Pontossági műszercsapágyak hüvelyk-kivitel

4.1 táblázat Különféle nemzetközi szabványok összehasonlítása

Csapágy fajta		Szabvány	Tűrésoztály					Táblázat
Mélyhornyú golyóscsapágy		ISO 492	0 Osztály	6 Osztály	5 Osztály	4 Osztály	2 Osztály	4.3 Táblázat
Ferdehatásvonalú golyóscsapágy			0 Osztály	6 Osztály	5 Osztály	4 Osztály	2 Osztály	
Beálló golyóscsapágy			0 Osztály	—	—	—	—	
Hengergörgős csapágy			0 Osztály	6 Osztály	5 Osztály	4 Osztály	2 Osztály	
Tűgörgős csapágy			0 Osztály	6 Osztály	5 Osztály	4 Osztály	—	
Beálló görgőscsapágy			0 Osztály	—	—	—	—	
Kúpgörgős csapágy	Metrikus	ISO 492	0.6X Osztály	6 Osztály	5 Osztály	4 Osztály	—	4.4 Táblázat
	hűvejk-kivitel	AFBMA Std. 19	4 Osztály	2 Osztály	3 Osztály	0 Osztály	00 Osztály	4.5 Táblázat
	J-sorozat	ANSI/AFBMA Std. 19.1	K Osztály	N Osztály	C Osztály	B Osztály	A Osztály	4.6 Táblázat
Axiális mélyhornyú golyóscsapágy		ISO 199	0 Osztály	6 Osztály	5 Osztály	4 Osztály	—	4.7 Táblázat
Axiális beálló csapágy			0 Osztály	—	—	—	—	4.8 Táblázat
Ferdehatásvonalú axiális		NTN szabvány	—	—	—	—	5 Osztály	4.9 Táblázat

## 4.2 Csapágyfajták és tűrési osztályok

A csapágyak tűréseinek leírására a következő rövid jeleket és szimbólumokat alkalmazzuk. Ezeknek a jeleknek és szimbólumoknak a leírásánál egyes esetekben rövidítéseket alkalmazunk.

## 1. Méretek

- $d$  Furat névleges átmérője
- $d_2$  Furat névleges átmérője (kétfeléható axiális golyóscsapágy)
- $D$  A külső átmérő névleges értéke
- $B$  A belső gyűrű névleges szélességi mérete (ill. a közbetéttárcsa magassága)
- $C$  A külső gyűrű névleges szélessége (kúpgörgős csapágyak kivételével radiális csapágyaknál ez a méret a végleges csapágyszélességnek felel meg)
- $T$  Kúpgörgős csapágyak névleges teljes szélessége, illetve egyoldalról határos axiális mélyhornyú golyóscsapágyak magassága
- $T_1$  Kúpgörgős csapágyak névleges teljes szélessége, illetve egyoldalról határos axiális mélyhornyú golyóscsapágyak magassága
- $T_2$  Kétoldalon határos axiális mélyhornyú golyóscsapágyak névleges magassága a háztárcsa homlokfelületétől az előtéttárcsa homlokfelületéig, illetve a kúpgörgőscsapágy külső gyűrűjének tényleges szélessége.
- $r$  A belső és külső gyűrűk peremtávolsága, ( kúpgörgős csapágyak esetében a belső gyűrű nagy homlokfelülete a furathoz viszonyítva)
- $r_1$  A közbetéttárcsa, vagy kis homlokfelület peremtávolsága a kúpgörgős csapágyak külső gyűrűjének külső és belső gyűrűitől számolva
- $r_2$  A kúpgörgős csapágyak belső és külső gyűrűje homlokfelületeinek peremtávolságai

## 2. Méreteltérések

- $\Delta_{ds}$  A furatok tényleges és névleges méreteltérései
- $\Delta_{dmp}$  A névleges méret a közepes furatátmérőtől való eltérése
- $\Delta_{d2mp}$  A névleges méret eltérése a közepes furatátmérőtől (kétsoros mélyhornyú golyóscsapágyak esetében)
- $\Delta_{Ds}$  A külső átmérő méretének a névlegestől való eltérése
- $\Delta_{Dmp}$  A közepes külső átmérő méretének a névlegestől való eltérése

- $\Delta_{B_s}$  A belső gyűrű szélessége és a névleges méret közötti eltérés (nagy közbetéttárcsa magasság)
- $\Delta_{C_s}$  A külső gyűrű szélességi méretének a névlegestől való eltérése
- $\Delta_{T_s}$  A kúpgörgős csapágy teljes szélességi méretének a névleges mérettől való eltérése
- $\Delta_{T1_s}$  Kétfeléható axiális mélyhornyú golyóscsapágyak magassága, vagy kúpgörgős csapágy belső gyűrűjének görgős koszorúval együttes tényleges szélességének a névleges mérettől való eltérése.
- $\Delta_{T2_s}$  Kétfeléható axiális mélyhornyú golyóscsapágy közbetéttárcsa homlokfelületéhez képest a háztárcsa homlokfelület magasságának eltérése, vagy ugyanennek a kúpgörgős csapágy külső gyűrűjének szélességétől való eltérése

### 3. Peremtávolságok és határérték méretek

- $r_{S_{min}}$  A peremtávolság legkisebb mérete a külső és belső gyűrűhöz vagy kúpgörgős csapágyaknál a kis homlokfelülethez képest
- $r_{S_{max}}$  A peremtávolság legnagyobb mérete a belső és a külső gyűrűhöz képest, vagy kúpgörgős csapágyak esetén a nagy homlokfelülethez képest
- $r_{1S_{min}}$  A közbetéttárcsa peremtávolságának legkisebb értéke kettőshatású axiális mélyhornyú golyóscsapágyak esetében, fedehatásvonalú golyóscsapágyaknál a belső és külső gyűrű kis homlokfelülete, kúpgörgős csapágyaknál a külső gyűrű nagy homlokfelülete
- $r_{1S_{max}}$  A kétfeléható axiális mélyhornyú golyóscsapágy éltávolsága legnagyobb értéke, ferdehatásvonalú golyóscsapágy belső és külső gyűrűinek kis homlokfelülete, valamint a kúpgörgős csapágyak külső gyűrűinek nagy homlokfelületei
- $r_{2S_{min}}$  Kúpgörgős csapágyak belső és külső gyűrűinek kis homlokfelülete peremtávolságának legkisebb értéke.
- $r_{2S_{max}}$  Kúpgörgős csapágyak belső és külső gyűrűinek kis homlokfelülete peremtávolságának legnagyobb értéke

### 4. Méretingadozások

- $V_{dp}$  A furatátmérő ingadozása radiális síkban
- $V_{d2p}$  A furatátmérő ingadozása radiális síkban (kettős hatású mélyhornyú golyóscsapágyak)
- $V_{dmp}$  A közepes furatátmérő ingadozása
- $V_{Dp}$  A külső átmérő radiális síkban való ingadozása
- $V_{Dmp}$  A közepes külső átmérő méretingadozása
- $V_{B_s}$  A belső gyűrű szélességének méretingadozása
- $V_{C_s}$  A külső gyűrű szélességének méretingadozása

### 5. Körkörösségre vonatkozó tűrések

- $K_{ja}$  A belső gyűrű körkörössége (radiális tűrés)
- $S_{ja}$  Az oldalfelület síkfutása a belső gyűrű futópályájához viszonyítva (tengelyirányú ütés)
- $S_d$  A belső gyűrű síkban való futása (oldalütés)
- $K_{ea}$  A külső gyűrű körkörössége (radiális ütés)
- $S_{ea}$  A külső gyűrű körkörössége (axiális ütés)
- $S_D$  A köpenyvonal dőlésének méretszórása a viszonyítási oldalfelülethez képest (oldalütés)



$S_i$  A tengelytárcsa tárcsavastagságának ingadozása (axiális ütés)

$S_e$  A háztárcsa vastagsági méretének ingadozása

Radiális csapágyak tűrései (kúpgörgős csapágyak kivételével)

Furat névleges mérete $d_f$ mm	$\Delta_{dmp}$												$V_{ip}$												$V_{imo}$ max	$K_{in}$ max	$S_e$ max	$S_{e1}$ max	$\Delta_{ds}$						$V_{in}$																							
	max												max																max						max																							
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	0					1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10									
0,6 - 2,5	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2,5	10	9	5	4	2,5	8	7	4	3	2,5	6	5	4	3	2,5	6	5	4	3	2,5	10	5	4	2,5	1,5	7	3	1,5	7	3	1,5	0	-40	0	-40	0	-40	0	-250	0	-250	0	-250	12	12	5	2,5	1,5
2,5 - 10	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2,5	10	9	5	4	2,5	8	7	4	3	2,5	6	5	4	3	2,5	6	5	4	3	2,5	10	6	4	2,5	1,5	7	3	1,5	7	3	1,5	0	-120	0	-40	0	-40	0	-250	0	-250	0	-250	15	15	5	2,5	1,5
10 - 18	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2,5	10	9	5	4	2,5	8	7	4	3	2,5	6	5	4	3	2,5	6	5	4	3	2,5	10	7	4	2,5	1,5	7	3	1,5	7	3	1,5	0	-120	0	-80	0	-80	0	-250	0	-250	0	-250	20	20	5	2,5	1,5

- 1) Az egyik oldalról mért furatátmérő eltérése a névleges mérettől  $\Delta_{ds}$ -től a 4 és 2 tűrésosztályoknál megegyezik a közepes furatátmérők eltéréseivel a névleges mérettől  $\Delta_{dmp}$ -től. A  $\Delta_{ds}$  érvényes a 0. 1. 2. 3. és 4. tűrésosztályban és valamennyi átmérőre a 2. tűrésosztályban.
- 2) Mélyhornyú és ferde hatásvonalú golyóscsapágyakhoz.
- 3) Az egyes gyűrűk futópályáihoz, melyeket a csapágyakkal összeépítenek.
- 4) 0,6 mm-től a névleges furatátmérők beletartoznak.

4.3 táblázat (1) Belső gyűrűk

Furat névleges mérete $D$ mm	$\Delta_{dmp}$												$V_{ip}$												$V_{imo}$ max	$K_{in}$ max	$S_e$ max	$S_{e1}$ max	$\Delta_{ds}$ minden típus	$V_{in}$ max																		
	max												max																		max						max											
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	0							1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	0	1	2	3	4	5	6	7
2,5 - 6	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2,5	10	9	5	4	2,5	8	7	4	3	2,5	6	5	4	3	2,5	10	9	6	5	3	2	1,5	15	8	5	3	1,5	8	4	1,5	8	5	1,5	megengedett tolerancia csak kúpgörgős csapágyak és kúpgörgős csapágyak hátsó csapágyak előlábja	megengedett tolerancia csak kúpgörgős csapágyak hátsó csapágyak előlábja	5	2,5	1,5
6 - 18	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2,5	10	9	5	4	2,5	8	7	4	3	2,5	6	5	4	3	2,5	10	9	6	5	3	2	1,5	15	8	5	3	1,5	8	4	1,5	8	5	1,5	5	2,5	1,5		
18 - 30	0	-9	0	-8	0	-6	0	-5	0	-4	12	10	6	5	4	9	8	5	4	4	7	6	5	4	4	12	10	7	6	3	2,5	2	15	9	6	4	2,5	8	4	1,5	8	5	2,5	5	2,5	1,5		

- 5) Értelmszerűen érvényes a  $\Delta_{ds}$  és a  $\Delta_{dmp}$ -re.
- 6) Érvényes a feszítőgyűrű beépítését megelőzően.
- 7) Mélyhornyú és ferde hatásvonalú csapágyakra érvényes.
- 8) A névleges külső átmérők 2,5 mm-től bennfoglaltatnak.

4.3 táblázat (2) Külső gyűrűk

Metrikus kivitelű kúpgörgős csapágyak tűrései

Furat átmérő mm		$\Delta_{dmp}$				$V_{dp}$				$V_{dmp}$				$K_{da}$				$S_o$				$S_{oa}$				$\Delta_{ds}$				$\Delta_{ds}$				$\Delta_{ds}$							
d	mm	0,8		6,3		4		max		0,8		6,3		4		max		0,8		6,3		4		max		0,8		6,3		4		max		0,8		6,3		4		max	
		felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó				
10	18	0	-12	0	-7	0	-5	12	7	5	4	9	5	5	4	15	7	5	3	7	3	3	0	-120	0	-50	0	-200	+200	0	+100	0	+200	-200	—	—	—	—			
18	30	0	-12	0	-8	0	-6	12	8	6	5	9	6	5	4	18	8	5	3	8	4	4	0	-120	0	-50	0	-200	+200	0	+100	0	+200	-200	—	—	—	—			
30	50	0	-12	0	-10	0	-8	12	10	8	6	9	8	5	5	20	10	6	4	8	4	4	0	-120	0	-50	0	-240	+200	0	+100	0	+200	-200	+240	-240	—	—			
50	80	0	-15	0	-12	0	-9	15	12	9	7	11	9	6	5	25	10	7	4	8	5	4	0	-150	0	-50	0	-300	+200	0	+100	0	+200	-200	+300	-300	—	—			
80	120	0	-20	0	-15	0	-10	20	15	11	8	15	11	8	5	30	13	8	5	9	5	5	0	-200	0	-50	0	-400	+200	-200	+100	0	+200	-200	+400	-400	+500	-500			
120	180	0	-25	0	-18	0	-13	25	18	14	10	19	14	9	7	35	18	11	6	10	6	7	0	-250	0	-50	0	-500	+350	-250	+150	0	+350	-250	+500	-500	+600	-600			
180	250	0	-30	0	-22	0	-15	30	22	17	11	23	16	11	8	50	20	13	8	11	7	8	0	-300	0	-50	0	-600	+350	-250	+150	0	+350	-250	+600	-600	+750	-750			
250	315	0	-35	—	—	—	—	35	—	—	—	26	—	—	—	60	—	—	—	—	—	—	0	-350	0	-50	—	—	+350	-250	+200	0	—	—	+750	-750	+900	-900			
315	400	0	-40	—	—	—	—	40	—	—	—	30	—	—	—	70	—	—	—	—	—	—	0	-400	0	-50	—	—	+400	-400	+200	0	—	—	+800	-800	+1.000	-1.000			
400	500	0	-45	—	—	—	—	45	—	—	—	34	—	—	—	80	—	—	—	—	—	—	0	-450	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	+900	-900	+1.200	-1.200			
500	630	0	-50	—	—	—	—	50	—	—	—	38	—	—	—	90	—	—	—	—	—	—	0	-500	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	+1.000	-1.000	+1.200	-1.200			
630	800	0	-75	—	—	—	—	75	—	—	—	56	—	—	—	105	—	—	—	—	—	—	0	-750	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	+1.500	-1.500	+1.500	-1.500			
800	1.000	0	-100	—	—	—	—	100	—	—	—	75	—	—	—	120	—	—	—	—	—	—	0	-1.000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	+1.500	-1.500	+1.500	-1.500			

1) A névleges méret  $\Delta_{ds}$  furatátmérőjének egy oldalon mért eltérése a 4. tűrési osztályra azonos a közepes furatátmérő a névlegestől  $\Delta_{dmp}$ -től való eltéréssel.

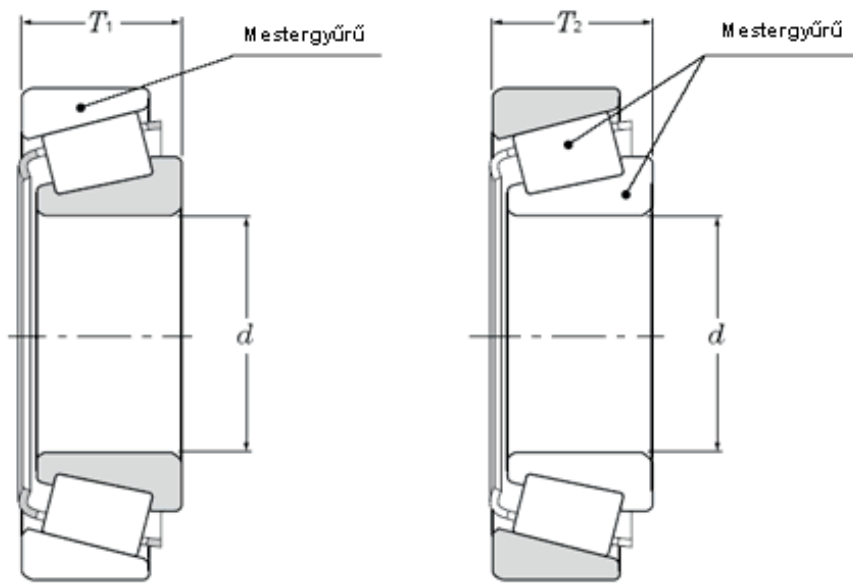
4.4 táblázat (1) Belső gyűrűk

D mm		$\Delta_{dmp}$				$V_{dp}$				$V_{dmp}$				$K_{da}$				$S_o$				$S_{oa}$				$\Delta_{ds}$											
D	mm	0,8		6,3		4		max		0,8		6,3		4		max		0,8		6,3		4		max		0,8		6,3		4		max		0,6,5,4		6X	
		felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó				
18	30	0	-12	0	-8	0	-6	12	8	6	5	9	6	5	4	18	9	6	4	8	4	5	0	-120	0	-50	0	-200	+200	0	+100	0	+200	-200	meggyezik	0	-100
30	50	0	-14	0	-9	0	-7	14	9	7	5	11	7	5	5	20	10	7	5	8	4	5	0	-140	0	-50	0	-240	+200	0	+100	0	+200	-200	ugyanazon	0	-100
50	80	0	-16	0	-11	0	-9	16	11	8	7	12	8	6	5	25	13	8	5	8	4	5	0	-160	0	-50	0	-300	+200	0	+100	0	+200	-200	csapagy	0	-100
80	120	0	-18	0	-13	0	-10	18	13	10	8	14	10	7	5	35	18	10	6	9	5	6	0	-180	0	-50	0	-400	+200	0	+100	0	+200	-200	belső	0	-100
120	150	0	-20	0	-15	0	-11	20	15	11	8	15	11	8	6	40	20	11	7	10	5	7	0	-200	0	-50	0	-500	+200	0	+100	0	+200	-200	gyűrűjének	0	-100
150	180	0	-25	0	-18	0	-13	25	18	14	10	19	14	9	7	45	23	13	8	10	5	8	0	-250	0	-50	0	-600	+200	0	+100	0	+200	-200	$\Delta_{ds}$ értékével	0	-100
180	250	0	-30	0	-20	0	-15	30	20	15	11	23	15	10	8	50	25	15	10	11	7	10	0	-300	0	-50	0	-800	+200	0	+100	0	+200	-200		0	-100
250	315	0	-35	0	-25	0	-18	35	25	19	14	26	19	13	9	60	30	18	11	13	8	10	0	-350	0	-50	0	-1000	+200	0	+100	0	+200	-200		0	-100
315	400	0	-40	0	-28	0	-20	40	28	22	15	30	21	14	10	70	35	20	13	13	10	13	0	-400	0	-50	0	-1200	+200	0	+100	0	+200	-200		0	-100
400	500	0	-45	—	—	—	—	45	—	—	—	34	—	—	—	80	—	—	—	—	—	—	0	-450	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0	-100	
500	630	0	-50	—	—	—	—	50	—	—	—	38	—	—	—	90	—	—	—	—	—	—	0	-500	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0	-100	
630	800	0	-75	—	—	—	—	75	—	—	—	56	—	—	—	105	—	—	—	—	—	—	0	-750	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
800	1.000	0	-100	—	—	—	—	100	—	—	—	75	—	—	—	120	—	—	—	—	—	—	0	-1.000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1.000	1.250	0	-125	—	—	—	—	125	—	—	—	84	—	—	—	140	—	—	—	—	—	—	0	-1.250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1.250	1.600	0	-160	—	—	—	—	160	—	—	—	120	—	—	—	160	—	—	—	—	—	—	0	-1.600	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

1) A névleges méret  $\Delta_{ds}$  furatátmérőjének egy oldalon mért eltérése a 4. tűrési osztályra azonos a közepes furatátmérő a névlegestől  $\Delta_{dmp}$ -től való eltéréssel.

4.4 táblázat (2) Belső gyűrűk

Furat névleges mérete		$\Delta T_{1s}$				$\Delta T_{2s}$			
$d$ mm		osztály				osztály			
		0		6x		0		6x	
felül	alul	felül	alul	felül	alul	felül	alul	felül	alul
10	18	+100	0	+50	0	+100	0	+50	0
18	30	+100	0	+50	0	+100	0	+50	0
30	50	+100	0	+50	0	+100	0	+50	0
50	80	+100	0	+50	0	+100	0	+50	0
80	120	+100	-100	+50	0	+100	-100	+50	0
120	180	+150	-150	+50	0	+200	-100	+100	0
180	250	+150	-150	+50	0	+200	-100	+100	0
250	315	+150	-150	+100	0	+200	-100	+100	0
315	400	+200	-200	+100	0	+200	-200	+100	0



4.4 táblázat (3) A külső és belső gyűrűk teljes szélessége a görgőkoszorúval együtt

Hüvelyk-rendszerű kúpgergős csapágyak tűrései

Furat névleges mérete $d$ mm		$\Delta d_s$ osztály									
		4		2		3		0		00	
felett	-ig	felet	aláb	felet	aláb	felet	aláb	felet	aláb	felet	aláb
—	76.2	+13	0	+13	0	+13	0	+13	0	+8	0
76.2	266.7	+25	0	+25	0	+13	0	+13	0	+8	0
266.7	304.8	+25	0	+25	0	+13	0	+13	0	—	—
304.8	609.6	+51	0	+51	0	+25	0	—	—	—	—
609.6	914.4	+76	0	—	—	+38	0	—	—	—	—
914.4	1,219.2	+102	0	—	—	+51	0	—	—	—	—
1,219.2	—	+127	0	—	—	+76	0	—	—	—	—

4.5 táblázat (1) Belső gyűrű

Furat névleges mérete $D$ mm		$\Delta D_s$ osztály									
		4		2		3		0		00	
felett	-ig	felet	aláb	felet	aláb	felet	aláb	felet	aláb	felet	aláb
—	266.7	+25	0	+25	0	+13	0	+13	0	+8	0
266.7	304.8	+25	0	+25	0	+13	0	+13	0	—	—
304.8	609.6	+51	0	+51	0	+25	0	—	—	—	—
609.6	914.4	+76	0	+76	0	+38	0	—	—	—	—
914.4	1,219.2	+102	0	—	—	+51	0	—	—	—	—
1,219.2	—	+127	0	—	—	+76	0	—	—	—	—

4.5 táblázat (2) Belső gyűrű

Furat névleges mérete $d$ mm		Furat névleges mérete $D$ mm		$\Delta d_s$ osztály								$\Delta D_s$ osztály											
				4		2		3		4		2		3		4		2		3			
***	µ	***	µ	felet	aláb	felet	aláb	felet	aláb	felet	aláb	felet	aláb	felet	aláb	felet	aláb	felet	aláb	felet	aláb		
—	101.6	—	—	+203	0	+203	0	+203	-203	+203	-203	+1,520	-1,520	+102	0	+102	0	+102	-102	+102	0	+102	-102
101.6	304.8	—	—	+356	-254	+203	0	+203	-203	+203	-203	+1,520	-1,520	+152	-152	+102	0	+102	-102	+203	-102	+102	-102
304.8	609.6	—	508.0	+381	-381	+381	-381	+203	-203	—	—	+1,520	-1,520	—	—	+178	-178	+102	-102	+203	—	+102	-102
609.6	—	508.0	—	+381	-381	+381	-381	+381	-381	—	—	+1,520	-1,520	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
609.6	—	—	—	+381	-381	—	—	+381	-381	—	—	+1,520	-1,520	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

4.5 táblázat (3) A belső gyűrű teljes szélessége a görgőskészlettel és külső gyűrűvel együtt

Furat névleges mérete $d$ mm		$K_{ia}$ , $K_{oa}$ osztály				
		4	2	3	0	00
felett	-ig	max				
—	304.8	51	38	8	4	2
304.8	609.6	51	38	18	—	—
609.6	914.4	76	51	51	—	—
914.4	—	76	—	76	—	—

4.5 táblázat (3) Belső és külső gyűrűk radiális körkörösége

J-sorozat kúpörgős csapágyak tűrései (metrikus méretek)

Furat névleges mérete		$\Delta T_{mp}$ osztály								$V_{ip}$ osztály				$V_{Dmp}$ osztály				$S_a$ osztály	$\Delta T_s$ osztály									
$d$ mm		K		N		C		B		K	N	C	B	K	N	C	B	B	K		N		C		B			
felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	max				max				max	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó
10	18	0	-12	0	-12	0	-7	0	-5	12	12	4	3	9	9	5	4	3	+200	0	+100	0	+200	-200	+200	-200		
18	30	0	-12	0	-12	0	-8	0	-6	12	12	4	3	9	9	5	4	4	+200	0	+100	0	+200	-200	+200	-200		
30	50	0	-12	0	-12	0	-10	0	-8	12	12	4	3	9	9	5	5	4	+200	0	+100	0	+200	-200	+200	-200		
50	80	0	-15	0	-15	0	-12	0	-9	15	15	5	3	11	11	5	5	4	+200	0	+100	0	+200	-200	+200	-200		
80	120	0	-20	0	-20	0	-15	0	-10	20	20	5	3	15	15	5	5	5	+200	-200	+100	0	+200	-200	+200	-200		
120	180	0	-25	0	-25	0	-18	0	-13	25	25	5	3	19	19	5	7	7	+350	-250	+150	0	+200	-250	+200	-250		
180	250	0	-30	0	-30	0	-22	0	-15	30	30	6	4	23	23	5	8	8	+350	-250	+150	0	+200	-300	+200	-300		

4.6 táblázat (1) Belső gyűrűk

Furat névleges mérete		$\Delta T_{mp}$ osztály								$V_{ip}$ osztály				$V_{Dmp}$ osztály				$S_a$ osztály	$K_{ia}, K_{oa}$ osztály			
$D$ mm		K		N		C		B		K	N	C	B	K	N	C	B	B	K	N	C	B
felső	ig	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	max				max				max	max			
18	30	0	-12	0	-12	0	-8	0	-6	12	12	4	3	9	9	5	4	3	18	18	5	3
30	50	0	-14	0	-14	0	-9	0	-7	14	14	4	3	11	11	5	5	3	20	20	6	3
50	80	0	-16	0	-16	0	-11	0	-9	16	16	4	3	12	12	6	5	4	25	25	6	4
80	120	0	-18	0	-18	0	-13	0	-10	18	18	5	3	14	14	7	5	4	35	35	6	4
120	150	0	-20	0	-20	0	-15	0	-11	20	20	5	3	15	15	8	6	4	40	40	7	4
150	180	0	-25	0	-25	0	-18	0	-13	25	25	5	3	19	19	9	7	5	45	45	8	4
180	250	0	-30	0	-30	0	-20	0	-15	30	30	6	4	23	23	10	8	6	50	50	10	5
250	315	0	-35	0	-35	0	-25	0	-18	35	35	8	5	26	26	13	9	6	60	60	11	5
315	400	0	-40	0	-40	0	-28	0	-20	40	40	10	5	30	30	14	10	6	70	70	13	5

4.6 táblázat (2) Külső gyűrűk

Furat névleges mérete		$\Delta T_{1s}$ osztály								$\Delta T_{2s}$ osztály							
$d$ mm		K		N		C		B		K		N		C		B	
felső	ig	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó	felső	alsó
10	80	+100	0	+50	0	+100	-100	*	*	+100	0	+50	0	+100	-100	*	*
80	120	+100	-100	+50	0	+100	-100	*	*	+100	-100	+50	0	+100	-100	*	*
120	180	+150	-150	+50	0	+100	-100	*	*	+200	-100	+100	0	+100	-150	*	*
180	250	+150	-150	+50	0	+100	-150	*	*	+200	-100	+100	0	+100	-150	*	*

4.6 táblázat (3) A belső gyűrű teljes szélessége görgőszorúval és külső gyűrűvel



## 5. Teherbírási képesség és élettartam

### 5.1 Élettartam

A gördülőcsapágyak futópályái és a gördülőttestek, melyek terhelés alatt futnak, egy állandóan változó terhelésnek vannak kitéve, ami végül a felületek felpikkelyesedéséhez vezet. Ez a felpikkelyesedés az anyag elfáradásának a következménye és előbb-utóbb a csapágyak meghibásodásához vezet.

A dördlülőcsapágyak élettartamát annak elfordulási számával jellemzik, amit a csapágy az első meghibásodások észlelését megelőzően elérni képes anélkül, hogy a pikkelyesedés jelei a gördülőttesteken a futópálya felületein fellépnének.

Gyakoribb meghibásodási okok azonban a kopás, korrózió, a tisztatlanság. A meghibásodások ezen fajtáit, például tisztátlan kenés, szakszerűtlen kezelés a csapágy beépítése során, sérült tömítések, téves csapágymegválasztás, stb. okozzák. Mivel ezeket a hibákat időben elvégzett megfelelő kezeléssel el lehet kerülni, a kérdést külön tárgyaljuk.

### 5.2 A névleges élettartam, dinamikus alapterhelés

Egy bizonyos mennyiségű, nyilvánvalóan azonos jellegű csapágy élettartam azonos üzemi feltételek mellett eltér egymástól.

Ezek az élettartam-eltérések a csapágyaknál a gördülőcsapágyak anyagainak eltérő kifáradási értékeire vezethetőek vissza és statisztikailag az élettartam kiszámításánál kerülnek figyelembevételre. Ebből kifolyólag a névleges élettartamot a következő módon lehet meghatározni:

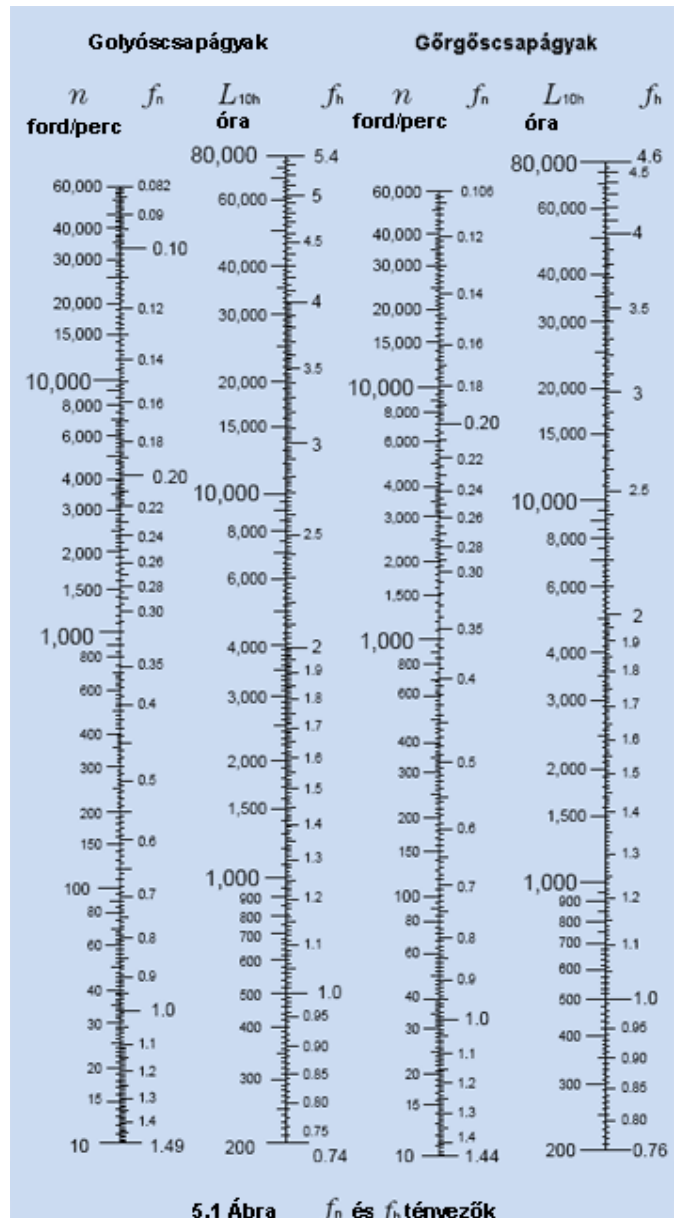
A névleges élettartam az az élettartam, fordulatok számában kifejezve, amit egy nagyobb mennyiségű nyilvánvalóan megegyező csapágyfajta 90 %-a a megegyező üzemi feltételek mellett elérni vagy azt túllépni képes azt megelőzően, hogy a csapágnál az anyag elfáradása következtében már felpikkelyesedés lépne fe. Azoknál a csapágyaknál, melyek változatlan fordulatszámokon futnak, a névleges élettartamot ( 90 %-a a megélési valószínűség tartományának) üzemóraszámokban fejezik ki.

A dinamikus terhelhetőségi érték meghatározza a csapágyterhelést, ami annak iránya és nagyságrendje szerint változatlanul az egy millió forulat mértékű névleges élettartamot éri el, azt kell biztosítsa.

Radiális csapágyaknál ez a terhelés tisztán radiális, míg axiális csapágyak esetében tisztán axiális terhelést jelent, mindkét esetben a terhelés centrikus. Az ebben a katalógusban megadott dinamikus teherbírási értékek az NTN standard gördülőcsapágyakra érvényesek, melyek standard gyártási eljárással kerültek előállításra. Olyan speciális teherbírási értékeket, amelyek esetében a csapágyak speciális anyagokból, speciális eljárással lettek gyártva, az NTN kívánságra külön igény esetén megadja.

Az összefüggés a névleges élettartam és a dinamikus alapterhelés és a terhelés között az (5.1) képlettel fejezhető ki.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad \dots\dots\dots (5.1)$$



$p=3$  golyóscsapályakra

$p=10/3$  görgősscsapályakra

$L_{10}$ : Névleges élettartam, millió fordulatban kifejezve

C: dinamikus teherbírási érték, N ( $C_r$  radiál,  $C_a$  axiális csapályakra)

P: ekvivalens dinamikus csapágyterhelés, N ( $P_r$  radiális és  $P_a$  axiális csapályakra)

Változatlan fordulatszám esetén az élettartamot üzemórákban is ki lehet fejezni az (5.2) képlettel.

$$L_{10h} = 500 f_h^p \quad \dots\dots\dots (5.2)$$

$$f_h = f_n \frac{C}{P} \quad \dots\dots\dots (5.3)$$

$$f_n = \left( \frac{33.3}{n} \right)^{1/p} \quad \dots\dots\dots (5.4)$$

$L_{10h}$ : névleges élettartam üzemórában

$f_h$ : élettartam-tényező

$f_n$ : fordulatszám-tényező

n: fordulatszám 1/perc

Az (5.2) képletet ki lehet fejezni az (5.5) képletben megadottak szerint is.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad \dots\dots\dots (5.5)$$

Az összefüggések a fordulatszám 1/perc és a fordulatszám-tényező  $f_n$  valamint a névleges élettartam  $L_{10h}$  és az élettartam-tényező  $f_h$  között az 5.1 ábra monogramjából vehető ki.

Ha egy gépben, berendezésben több csapágy mint komplett egység működik, a számításokat az (5.6) formula szerint végezhetjük el. Az egység teljes élettartamánál figyelembe lehet venni, hogy az ezt megelőző időben agyagkifáradás miatt egyetlen egy csapágy sem hibásodhat meg.

$$L = \frac{1}{\left( \frac{1}{L_1^e} + \frac{1}{L_2^e} + \dots + \frac{1}{L_n^e} \right)^{1/e}} \quad \dots\dots\dots (5.6)$$

$e=10/9$  golyóscsapályaknál

$e=10/9$  görgősscsapályaknál

L: Az egység teljes névleges élettartama, óra

$L_1, L_2, \dots, L_n$ : az egyes csapályák névleges élettartama 1,2,...,n, óra

Ha a terhelések egyenlő időközökben történnek meg, akkor az (5.7) képlettel lehet számolni.

$$L_m = \left( \sum \Phi_j / L_j \right)^{-1} \quad \dots\dots\dots (5.7)$$

$\Phi_j$ : az egyes terhelések frekvenciacsökkenése

$L_j$ : az egyes terhelések melletti élettartam

### 5.3 Felhasználási példák és az igényelt élettartam

A csapágyak kiválasztása során szükséges az igényelt élettartamoknak az üzemi körülményekkel történő összehasonlítása. A szükséges élettartam a gép fajtájától, a karbantartások időintervallumaitól, az üzembiztonsággal szemben támasztott követelményektől és a megbízhatóságtól függ. Az 5.1 táblázatban általános utalásokat találhatunk ezekre az összefüggésekre. A csapágyak nagyságának meghatározásánál az elfáradási élettartam mellett a tengely és a ház szilárdsága és merevsége feltétlenül szem előtt tartandó.

Üzemi tényezők	Élettartam-tényező $f_n$ és alkalmazási esetek				
	~2,0	2,0~3,0	3,0~4,0	4,0~5,0	5,0~
Gépek, melyeket csak rövid időre, vagy csak időszakosan használnak	Elektromos kéziszerszámok, háztartási gépek	Új mezőgazdasági gépek és új irodagépek			
Ritkán, de nagy biztonsággal használt gépek	Orvosi és mérőműszerek	Új motorok, klímaberendezések, építőgépek, liftek, emelőgépek	Rakodódaruk		
Gépek, melyek nem mindig üzemelnek, de egy-egy alkalommal hosszabb ideig	Szállítójárművek, kétkerekű járművek	Forgó orsók, ipari motorok, lengőszíták, serleges szállítóművek	Nagyméretű hajtások gumi és műanyag kalanderek, nyomdagépek		
Gépek melyek állandóan napi 8 órán felül üzemelnek		Hengerművek, felvonó berendezések, szállítógépek, centrifugák	Sínjárművek tengelycsapágyai, klímaberendezések, nagyméretű elektromotorok, kompresszorok, szivattyúk	Mozdonyok tengelycsapágyai, pályamotorok, prések lentkerekei, aknaberendezések	Papírgépek, sugárhajtóművek
Gépek, melyek megállás nélkül 24 órás üzemben működnek					Vízellátási berendezések, bányapumpák, ventilátorok, erőművi berendezések

5.1 táblázat Élettartam-tényezők különféle felhasználási esetekre

### 5.4 Módosított névleges élettartam ISO szerint

A névleges élettartamot az 5.2 bekezdésben megadott képlet alapján számíthatjuk ki. Ha bizonyos feltételek mellett egyes esetekben 90 %-nál hosszabb élettartamvalószínűséggel kellene számolni, ezt feljavított alapanyag-minőség alkalmazásával, speciális gyártási módszerekkel, vagy megváltoztatott belső szerkezettel érhetjük el.

Fentiekén túlmenően a csapágyak élettartamára befolyással bír a kenés (Elastó hidrodinamikusan olajfilmelmélet), az üzemi hőmérsékleti viszonyok, a fordulatszám, az idegen anyagrészecskék jelenléte, stb. Ezeket a befolyásoló tényezőket a névleges csapágyélettartam megállapítása, kiszámítása során csak teljes általánosságban vettük figyelembe, mivel az  $L_{10}$  élettartam tapasztalati alapokon nyugszik.

A módosított élettartam kiszámításánál az ISO 281 szerint előfeltétel az, hogy minden üzemi jellemzőt, beleértve a futási egységességet, a tengelykihajlásokat, stb. jól megismerjünk. A módosított élettartam egyenletét az ISO 281 szerint 1977-ben vezették be.

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot (C/P)^p \dots\dots\dots(5.8)$$

- $L_{na}$ : módosított néveleg élettartam, millió fordulatban (megélési valószínűségi tényezővel az anyagokra és az üzemi feltételekre való tekintettel)
- $a_1$ : megélési valószínűségi tényező
- $a_2$ : anyagtényező
- $a_3$ : az üzemi feltételekre vonatkozó tényező

#### 5.4.1 Megélési valószínűségi tényező $a_1$

Az 5.2 táblázatban az egyes megélési valószínűségi tényezőket 90 %-nál magasabb értékekre állítottuk be.

Megélési valószínűség %ban	$L_n$	$a_1$
90	$L_{10}$	1.00
95	$L_5$	0.62
96	$L_4$	0.53
97	$L_3$	0.44
98	$L_2$	0.33
99	$L_1$	0.21

5.2 Táblázat  $a_1$  tényező

#### 5.4.2 Anyagtényező $a_2$

A csapágytáblázatokban szereplő dinamikus teherbírási értéke az NTN állandó fáradásainak eredményeire alapozottak, azzal a céllal, hogy a csapágyak minőségét szakadatlanul javítsuk. Az élettartamérték  $a_2$  érvényes az 5.8 élettartam egyenletben ezekre a teherbírási értékekre.

Csapágyaknál, melyek speciális acélból, anyagaik speciális eljárással készülnek, az értékét 1-nél nagyobbra lehet választani. Javasoljuk ilyen esetekben az NTN-t megkeresni.

A normál hőkezelési módszerekkel gyártott gördülőcsapágyak méret- és alakhúság értékeit elveszthetik, amennyiben azok 120 hőmérséklet felett dolgoznak hosszabb időn keresztül. A 120 foknál magasabb hőmérsékleti körülmények között működő csapágyak esetében azokat melegstabilizált alapanyagból készítik. Az ilyen csapágyaknál "TS" előjelzés szerepel. Sajnos a melegstabilizáció kapcsán az anyag keménysége csökken, a csapágy élettartama lerövidül.

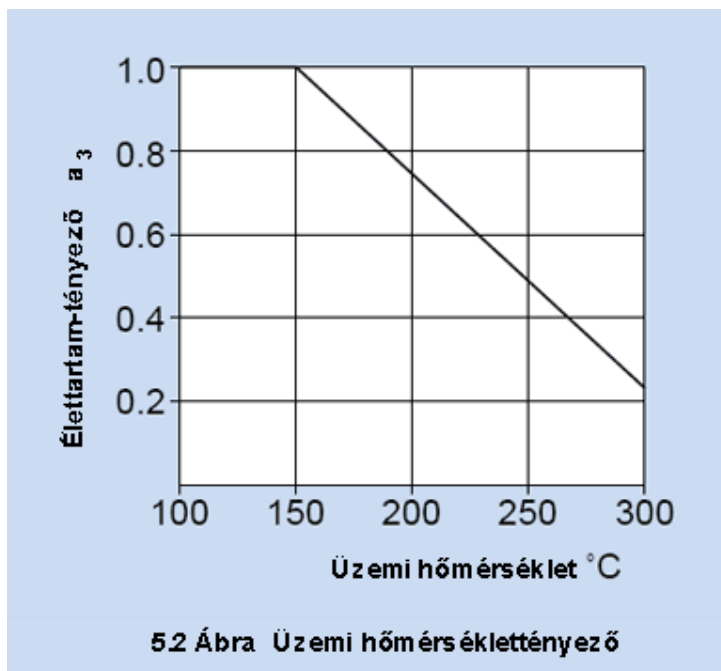
#### 5.4.3 Üzemi feltételek tényező $a_3$

Az jelölt üzemi körülmények tényező főleg a kenési feltételeket, az üzemi hőmérsékletet, valamint egyéb az üzemre jellemző specifikus körülményeket veszi figyelembe, melyek a csapágyak élettartamát befolyásolhatják. Amennyiben a kenési körülmények kielégítőek, akkor az általában 1-el egyenlő. Kiemelkedően kedvező kenési feltételek esetében, amikor az egyéb üzemi feltételek is jónak mondhatóak, lehet 1-nél magasabb értéket is alkalmazni.

Kifejezetten kedvezőtlennek mondható kenési feltételek mellett, amikor nincs esély a gördülőtestek és a futópályáik között egységes olajfilmet létrehozni, az  $a_3$ -at 1-nél kisebbre kell megválasztani. Ilyen

esetekben előfordulhat például, hogy a kenőanyag viszkozitása az adott hőmérsékleten túl alacsony (13 mm<sup>2</sup>/mp alatt lesz golyós- és 20 mm<sup>2</sup>/mp alatt görgőscsapágyak esetében) vagy ha a fordulatszám alacsony ( $n$  (1/perc)  $d_p$  (mm) < 10000). Ha speciális üzemi feltételekkel van dolgunk, javasoljuk az NTN-t a problémába bevonni.

Növekvő üzemi hőmérséklet esetében a csapágyak anyagainak keménysége csökkenő tendenciát mutat. Ennek megfelelően az élettartamuk is lerövidül. Az 5.2 ábrából az üzemi hőmérsékletet kifejező tényezőket tudjuk megkapni.



5.2 Ábra Üzemi hőmérséklettényező

## 5.5 Statikus teherbírási érték

Ha a gördülőcsapágyak terhelés alatt és álló helyzetben vannak vagy csak igen lassú fordulaton működnek vagy billenőterheléseknek vannak kitéve, a gördülőttest és a futópályája érintkezési helyein maradandó alakváltozások lépnek fel. Ennek mértéke a terhelés nagyságával van arányban. Ha egy bizonyos megadott alakváltozási értéknél nagyobb alakváltozás lépne fel, a gördülőcsapágyak további zavartalan üzemelése már a továbbiakban nem biztosított.

Kísérleti alapon megállapították, hogy a gördülőttestecske átmérőjének 0,0001-szeres maradó összes alakváltozása az érintkezési ponton a legnagyobb terhelést hordozó gördülőttestecske és futópályája között még általában nem okoz említésre méltó problémát a csapágy működésében, futásánál.

A statikus teherbírási érték annak a terhelésnek felel meg, amely egy meghatározott maradandó alakváltozást eredményez, előfeltétel, hogy a terhelések centrikusak kell, hogy legyenek és radiális csapágyaknál radiális, axiális csapágyaknál axiális irányúak.

A statikus teherbírási szám az ISO 76-1987 szerint azt a terhelést adja meg, amely mellett a leginkább megterhelt gördülőttest és a futópálya közötti dipól-terhelés az alábbiak szerint alakul:

beálló golyóscsapágyaknál:	4600 MPa
egyéb golyóscsapágyak esetében:	4200 MPa
görgőscsapágyaknál:	4000 MPa

Ilyen, úgynevezett kétpólusú nyomás fellépése esetén hozzávetőlegesen a gördülőttest átmérőjének 0,0001-szeres mértékű maradandó teljes alakváltozása lép fel.

## 5.6 Megengedett statikus ekvivalens terhelés

A megengedett statikus ekvivalens terhelés (lásd 6.4.2 fejezet) mértékét az 5.5 bekezdés szerint lehet meghatározni, a mindenkor elvárt és megkövetelt üzemi viszonyokat, nyugodt futást alapul véve a határértéket, amely a statikus terhelési szám figyelembevételével adódik, tapasztalati adatok alapján alá és fölé is szokták tervezni.

Az (5.9) képlet és az 5.4 táblázat segítségével tapasztalati értékek alapján válik lehetővé a statikai teherbírási biztonság meghatározása, ehhez alapul véve a maximális statikai ekvivalens terhelést.

$$S_o = C_o / P_o \dots\dots\dots(5.9)$$

$S_o$ : statikai teherbírás biztonsága

$C_o$ : statikai teherbírási szám, N ( radiális csapágyaknál  $C_{Or}$  és axiális csapágyaknál  $C_{Oa}$  )

$P_o$ : a maximális statikai ekvivalens terhelés, N (radiális csapágyak esetében  $P_{or}$  axiális csapágyaknál  $P_{oa}$ )

Üzemi feltételek	Golyóscsapágy	Görgőscsapágy
Nagyfutási pontosság szükséges	2	3
Normál futási pontosság elegendő (általános alkalmazás)	1	1.5
A futási pontossággal szemben csekély igény (alacsony fordulatszám, magas terhelés)	0.5	1

5.4 Táblázat Minimális szükséges statikai teherbírási biztonság  $S_o$

 Előző fejezet

 Vissza a tartalomhoz

Következő fejezet 

## 6. A csapágyterhelés számítása

### 6.1 Terhelés a tengelyen mérve

A csapágyterhelés megállapításához, amely a tengelyeken lép fel, először meg kell állapítani a tengelyre ható erők értékeit. Ezek az erők magukba foglalják a tengely és az arra rögzített elemek önsúlyát, valamint a külső erőket a hajtás teljesítményéből és annak átviteléből adódóan.

Ezeket a terheléseket elméletileg lehet meghatározni, azonban valamennyi csapágy a gép fajtájának adottságainak függvényében még további terheléseknek, erőhatásoknak van kitéve, amelyeket számítási módszereken keresztül rendkívül körülményes meghatározni.

#### 6.1.1 A fogaskerek fogainak terhelései

A fogaskerek fogain fellépő erőket három csoportba lehet sorolni az erők irányainak figyelembevételére alapján, és pedig tangenciális ( $K_t$ ) radiális ( $K_s$ ) és axiális ( $K_a$ ) erők. Az erők iránya és nagysága különböző és a fogazás fajtájától függ. Az itt bemutatott számítási módozat két leggyakrabban használatos fogaskerék-elrendezésre: homlok és kúpkerékekre érvényes.

(1) Terhelés a homlokkeréken

Terhelések, melyek egyenes- és ferdefogazással ellátott kerékekre hatnak, a 6.1, 6.2, 6.3 ábrákból vehetők ki. A terhelés nagyságát a következő képlettel lehet kiszámítani. (6.1)-től a (6.4-ig.)

$$K_t = \frac{19.1 \times 10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} \dots\dots\dots(6.1)$$

$$K_s = K_t \cdot \tan \alpha \dots\dots(\text{egyenes fogaskerék})\dots\dots(6.2)$$

$$= K_t \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \dots\dots(\text{ferdefogazású kerék})\dots\dots(6.2b)$$

$$K_r = \sqrt{K_t^2 + K_s^2} \dots\dots\dots(6.3)$$

$$K_a = K_t \cdot \tan \beta \dots\dots\dots(6.4)$$

$K_t$ : kerületi erő, N

$K_s$ : radiális erő, N

$K_r$ : fogra ható normál erő, N

$K_a$ : axiális erő, N

$HP$ : a hajtás teljesítménye KW

$n$ : fordulatszám, fordulat/perc

$D_p$ : osztókör átmérő, mm

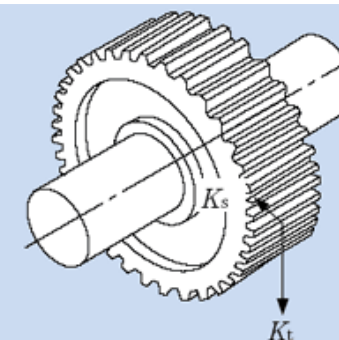
$\alpha$ : kapcsolási szög

$\beta$ : szögferdeség

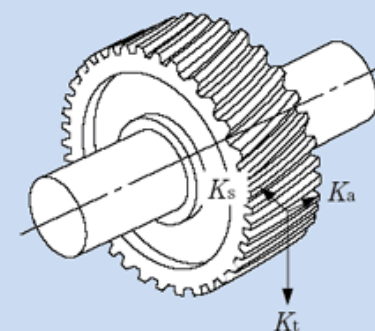
Mivel a fogaskeréken ténylegesen fellépő terhelés lökések és rezgések által még tovább növekedhet, a

Fogazási pontosság	$f_z$
Precíziós fogazás (osztás- és fogprofilhiba < 0,02 mm)	1.05 ~1.1
Normál fogazás (osztás- és fogprofilhiba < 0,1 mm)	1.1 ~1.3

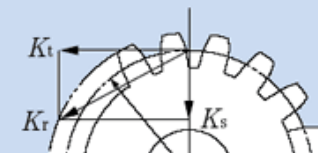
6.1 Táblázat Fogazási tényező  $f_z$



6.1 Ábra  
Erőhatások egyenes fogazású homlokkeréken



6.2 Ábra  
Erőhatások ferdefogazású homlokkeréken





fenti képlettel történő elméleti terhelésszámítás eredményét egy fogazási tényezővel  $f_z$ -vel (6.1 táblázat) kell korrigálni.

(2) Kúpkerékekre ható erők

Azokat az erőket, amelyek egyenes és spirális kúpkerékekre hatnak a 6.2 és 6.5 ábrákon találhatjuk meg. A 6.2 táblázatban ezeknek az erőknek a kiszámításához szükséges képletek vannak megadva. Az egyenesfogazású kúpkerékeknél a  $\beta=0$ -t szükséges figyelembe venni.

- $K_t$  : kerületi erő, N
- $K_s$  : radiális erő, N
- $K_a$  : axiális erő, N
- $HP$  : a hajtás teljesítménye, KW
- $n$  : fordulatszám, fordulat/perc
- $D_{pm}$  : osztókör átmérő, mm
- $d$  : kapcsolási szög
- $\beta$  : ferdeségi szög
- $\delta$  : kúpszög

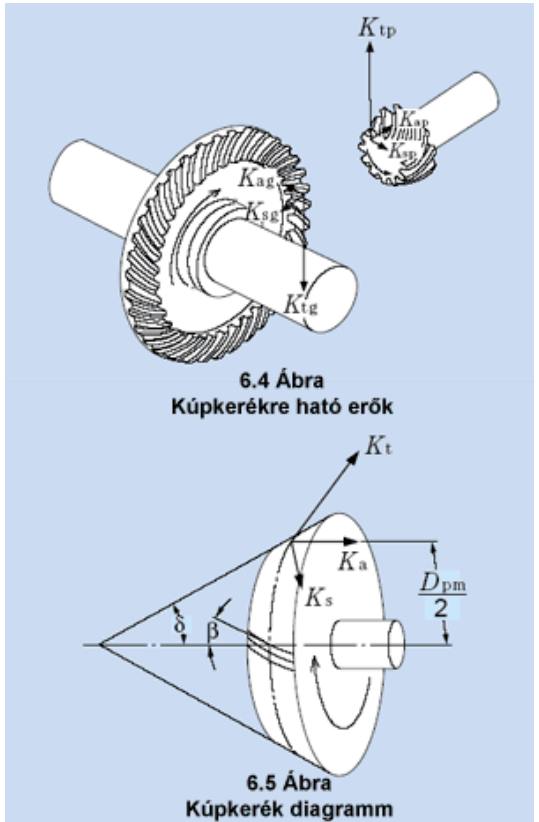
Általában az erők aránya a tányérkerék és a kis tengelyfogaskerék között a jobbirányba egymáshozrendelt tengelyeknél a következő:

$K_{sp}=K_{ag}$ .....(6.5)

$K_{ap}=K_{sg}$ .....(6.6)

$K_{sp}, K_{sg}$ : Radiális erő, N

$K_{ap}, K_{ag}$ : Axiális erő, N



Ívelt fogazású kúpkerékek esetében az erők iránya a fogferdeség irányának, valamint a forgás irányának a függvénye, ezen túlmenően még attól is függ, melyik a meghajtó és a meghajtott kerék: A radiális és axiális erők ( $K_s$ ) ( $K_a$ ) irányait a 6.5 ábra szemlélteti, amik az adott példában pozitívak. A fogazás és a fogferdeségi szög irányai a nagy kerék átmérőjén vizsgálандók és ítélendők meg. A 6.5 ábrán a fogaskerék jobbirányú forgással lett ábrázolva. (az óramutató járásával azonos irány).

Kis kerék	Forgás irány	óramutatóval egyező	óramutatóval ellentétes	óramutatóval egyező	óramutatóval ellentétes
	Ferdeségi irány	jobb	bal	bal	jobb
Tangenciális erők $K_t$		$K_t = \frac{19.1 \times 10^6 \cdot H}{D_{pm} \cdot n} , \left\{ \frac{1.95 \times 10^6 \cdot H}{D_{pm} \cdot n} \right\}$			
Radiális erő $K_s$	Hajtás oldaláról	$K_s = K_t \left[ \tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \sin \delta \right]$	$K_s = K_t \left[ \tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \sin \delta \right]$		
	Hajtás oldaláról	$K_s = K_t \left[ \tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \sin \delta \right]$	$K_s = K_t \left[ \tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \sin \delta \right]$		
Axiális erő $K_a$	Hajtás oldaláról	$K_a = K_t \left[ \tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \cos \delta \right]$	$K_a = K_t \left[ \tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \cos \delta \right]$		
	Hajtás oldaláról	$K_a = K_t \left[ \tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \cos \delta \right]$	$K_a = K_t \left[ \tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \cos \delta \right]$		

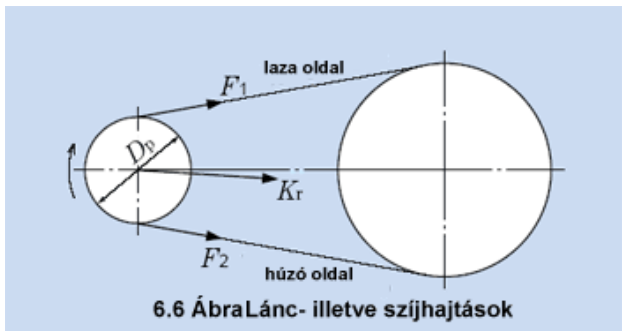
6.2 Táblázat Erőhatások kúpkereken

### 6.1.2 Lánc- és szíjhajtások erőhatásai

Azok a kerületi erők, amelyek a lánc, és szíjhajtások teljesítmény-átvitelénél lépnek fel, a (6.7) képlet segítségével számíthatók ki.

$$K_t = \frac{19.1 \times 10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} \dots \dots \dots (6.7)$$

- $K_t$  : Kerületi erő N
- $H$  : Átvendő teljesítmény KW
- $D_p$  : Osztókör átmérő



6.6 Ábra Lánc- illetve szíjhajtások

A szíjhajtásokat egy előre meghatározott előfeszítési értékre állítják be annak érdekében, hogy az erőátvitel zavartalanul megtörténjen. Ennek az előfeszítésnek a radiális erőhatását szíjtárcsák esetére a (6.8) képlettel tudjuk kiszámítani. Lánc- és szíjhajtásokhoz a lengő és lökészerű terheléseket az alábbiak figyelembevételével lehet megállapítani:

$$K_r = f_b \cdot K_t \dots \dots \dots (6.8)$$

- $K_r$  : Radiális erő N
- $f_b$  : Táblázati tényező a 6.3 táblázatból vehető

Lánc- illetve szíjfajta	$f_b$
Lánc (egyszerű)	1.2~1.5
Ékszíj	1.5~2.0
Fogasszíj	1.1~1.3
Laposszíj feszítőgörgővel	2.5~3.0
Laposszíj	3.0~4.0

6.3 Táblázat Lánc- és szíjhajtás-tényezők

### 6.1.3 Terhelési tényező

Gyakorta előfordul, hogy az elméletileg megállapított lengésekből és lökészerű terhelésekből kifolyólag adódó erőhatások lényegesen magasabbak a valóságban. Ezt a (6.9) képlettel és egy terhelési együttható figyelembevételével tudjuk megállapítani.

$$K = f_w \cdot K_e \dots\dots\dots(6.9)$$

- K** : tényleges erő N
- K<sub>e</sub>** : elméletileg számított erő N
- f<sub>w</sub>** : terhelési együttható

### 6.2 Csapágyterhelés

Statikus erők, melyek a tengelyeken lépnek fel, a csapágyon át kerülnek felvételre és elosztásra. Például a 6.7 ábra szerinti hajtóműtengelyre ható csapágyterheléseket a (6.10) és a 6.11) képletekkel lehet kiszámítani

$$F_{rA} = \frac{a+b}{b} F_I + \frac{d}{c+d} F_{II} \dots\dots\dots(6.10)$$

$$F_{rB} = -\frac{a}{b} F_I + \frac{c}{c+d} F_{II} \dots\dots\dots(6.11)$$

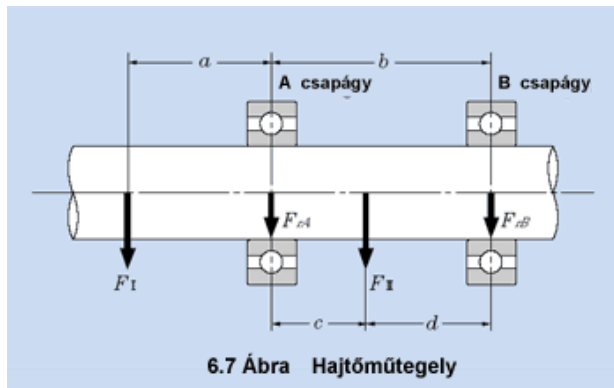
- F<sub>rA</sub>** : az A csapágy radiális terhelése, N
- F<sub>rB</sub>** : a B csapágy radiális terhelése, N
- K<sub>rI</sub>** : az I. fogaskerék radiális terhelése, N
- K<sub>a</sub>** : az I.fogaskerék axiális terhelése, N
- K<sub>rII</sub>** : a II.fogaskerék radiális terhelése, N
- D<sub>p</sub>** : I. fogaskerék osztókörének átmérője, mm
- l** : csapágytávolság, mm

### 6.3 Közepes terhelés

Igen sok alkalmazási esetén az üzemi csapágyterhelések egy előre meghatározott periodikus munkafutás szerint megváltoznak. Egy leegyszerűsített számítás szerint ilyen esetekben egy megváltoztathatatlan közepes terhelésre számítják át (**F<sub>m</sub>**)ami aztán megközelítőleg azt az élettartamot

Terhelés fajtája	<b>f<sub>w</sub></b>	Alkalmazási terület
Csekély, kis lökészerű terhelések	1,0-1,2	Elektromotorok
Közepes lökészerű terhelések	1,2-,15	Vasúti járművek, gépkocsik, hengerművek, fémfeldolgozó-, papír-, gumi-, textilgépek. irodagépek, kéziközlekedési eszközök, nyomdagépek
Nehéz lökészerű terhelések	1,5-3,0	Zúzó, mezőgépek, építőgépek, daruk.

6.4 Táblázat Terhelési együttható **f<sub>w</sub>**



6.7 Ábra Hajtóműtengely

adja meg, mint amit a változó terhelési módozatnál kapnánk meg.

(1) Lépcsős terhelésváltozások

A közepes csapágyterhelés ( $F_m$ ) a lépcsős terhelési módozatnál a 6.8 ábra szerint a (6.12) képlettel számítható ki.  $F_1, F_2, \dots, F_n$  a csapágyterheléseket,  $n_1, n_2, \dots, n_n$  és  $t_1, t_2, \dots, t_n$  pedig a fordulatszámokat és időegységeket jelentik.

$$F_m = \left[ \frac{\sum (F_i^p n_i t_i)}{\sum (n_i t_i)} \right]^{1/p} \dots\dots\dots(6.12)$$

$P=3$  : golyóscsapágyaknál  
 $p=10/3$ : görgőcsapágyaknál

(2) Periodikus terhelésváltozások

Ha mint időfaktor a terhelés a 6.9 ábra szerint visszatérően periodikusan változik, az  $F_m$  közepes terhelést a (6.13)képlettel lehet kiszámítani.

$$F_m = \left[ \frac{1}{t_o} \int_0^{t_o} F(t)^p dt \right]^{1/p} \dots\dots\dots(6.13)$$

(3) Lineáris terhelésváltozások A (6.14) képlet segítségével az  $F_m$  közepes terhelést és a 6.14 ábra szerint lehet számítani.

$$F_m = \frac{F_{min} + 2F_{max}}{3} \dots\dots\dots(6.14)$$

(4) Szinuszos terhelésváltozások A közepes terhelést ( $F_m$ ) a szinuszos terhelésváltozás esetében a 6.10 (a) és (b) ábrák alapján, illetve a (6.16) képlettel lehet megközelítőlegesen megállapítani.

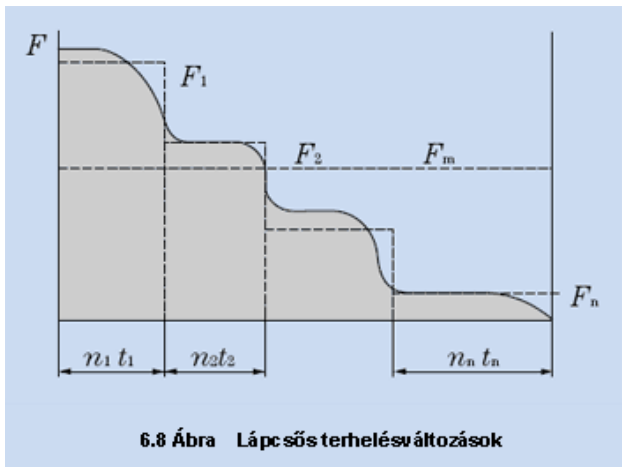
$$F_m = 0.75 F_{max} \dots\dots\dots(6.15)$$

$$F_m = 0.65 F_{max} \dots\dots\dots(6.16)$$

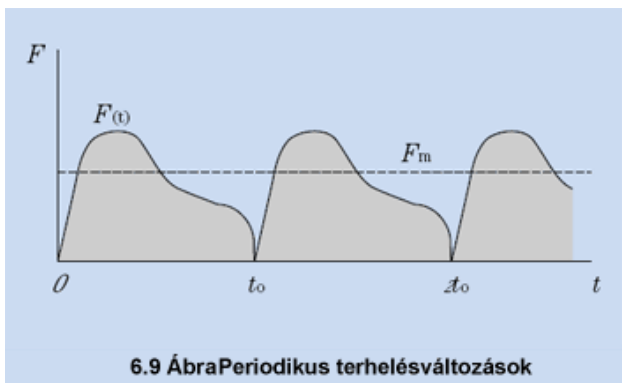
## 6.4 Ekvivalens csapágyterhelés

### 6.4.1 Dinamikus ekvivalens csapágyterhelés

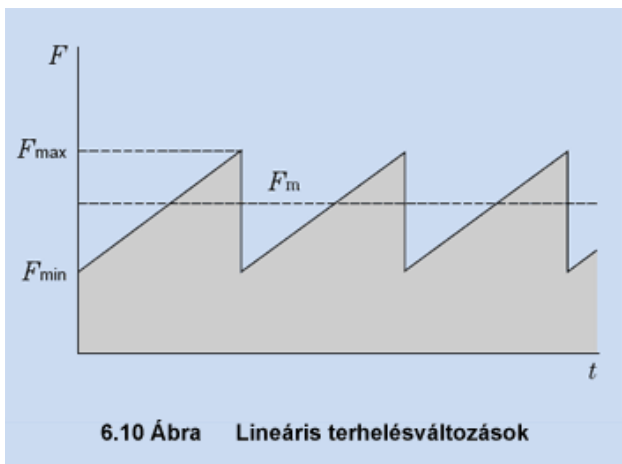
A csapágyakra legtöbbször egyidejűleg dinamikus, radiális, valamint axiális terhelések hatnak. Ezt a feltételezett nagyság és irány szerinti állandó terhelést, amely ugyanazt az élettartamot eredményezi, mint a valóságban ható radiális és axiális terhelések, dinamikus ekvivalens terhelésnek fogjuk nevezni.



6.8 Ábra Lépcsős terhelésváltozások



6.9 Ábra Periodikus terhelésváltozások



6.10 Ábra Lineáris terhelésváltozások

Radiális csapágyaknál ezt a dinamikus ekvivalens terhelést radiális dinamikus ekvivalens terhelésnek és axiális csapágyak esetében axiális dinamikus ekvivalens terhelésnek nevezik.

(1) Dinamikus ekvivalens radiális terhelés

A (6.17) képlettel a dinamikus ekvivalens terhelés az alábbiak szerint adódik:

$$P_r = X F_r + Y F_a \dots\dots\dots(6.17)$$

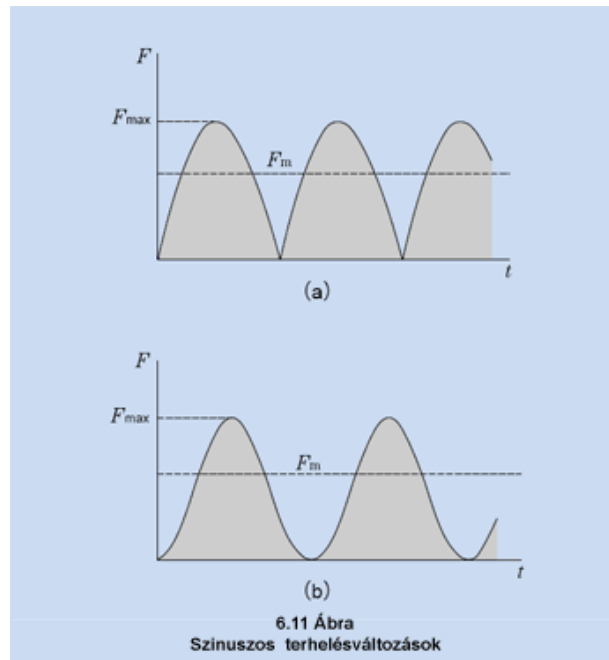
$P_r$  : radiális dinamikus ekvivalens terhelés, N

$F_r$  : a terhelés radiális komponense, N

$F_a$  : a terhelés axiális komponense, N

$X$  : radiális tényező

$Y$  : axiális tényező



6.11 Ábra  
Szinuszos terhelésváltozások

Az X és az Y értékek az egyes csapágyakhoz vannak hozzárendelve, azokat csapágytáblázatból tudjuk kivenni.

(2) Dinamikus ekvivalens axiális terhelés, N

A 90 fokos kapcsolási szöggel rendelkező csapágyak általában nem alkalmasak radiális terhelések felvételére. Axiális önbeálló görgőscsapágyak azonban kisebb axiális irányú terheléseket még elbírnak. A dinamikus ekvivalens axiális terhelés a (6.18) képlettel számítható ki.

$$P_a = F_a + 1.2 F_r \dots\dots\dots(6.18)$$

(Feltétel:  $F_r/F_a \leq 0,55$ )

$P_a$  : dinamikus ekvivalens axiális terhelés, N

$F_a$  : a terhelés axiális komponense, N

$F_r$  : a terhelés radiális komponense, N

### 6.4.2 Statikus ekvivalens csapágyterhelések

Tételezzük fel, hogy a statikus ekvivalens csapágyterhelések nagyságrendje és irányai állandóak, ami álló csapágy esetében a gördültest és annak futópályája közötti érintkezési helyen ugyan azt a maradandó alakváltozást eredményezi, mint a tényleges terhelés az egyidejűleg ható radiális és axiális terhelésekből adódóan. Ez radiális csapágyaknál radiális terhelésre vonatkozik, axiális csapágyak esetében lényegében csak axiális terhelésekre, melyek centrikusan hatnak. Ezeket a terheléseket mint statikus ekvivalens radiális terheléseket vesszük a radiális csapágyak, és statikus ekvivalens axiális terheléseknek az axiális csapágyak esetében.

(1) Statikus ekvivalens radiális terhelés

A statikus ekvivalens radiális terhelés a (6.19) és a (6.20) képletek segítségével számítható ki. A mindenkor magasabb értékeket kell a  $P_{or}$ -hez figyelembe venni.

$$P_{or} = X_o F_r + Y_o F_a \dots\dots\dots(6.19)$$

$$P_{or} = F_r \dots\dots\dots(6.20)$$

$P_{or}$  : statikus ekvivalens radiális terhelés, N

$X_o$  : statikus radiális tényező, N

$Y_o$  : statikus axiális tényező, N

$F_r$  : radiális komponens, N

$F_a$  : axiális komponens, N

Az  $X_o$  és  $Y_o$  értékek az egyes csapágyakhoz vannak hozzárendelve és csapágytáblázatból lehet azokat kivenni.

(2) Statikus ekvivalens axiális terhelés

Az axiális önbeálló görgőscsapágyaknál a statikus ekvivalens axiális terhelést a (6.21) képlet segítségével tudjuk számítani.

$$P_{oa} = F_a + 2.7 F_r \dots\dots\dots(6.21)$$

$P_{oa}$  : statikus ekvivalens axiális terhelés, N

$F_a$  : axiális komponens, N

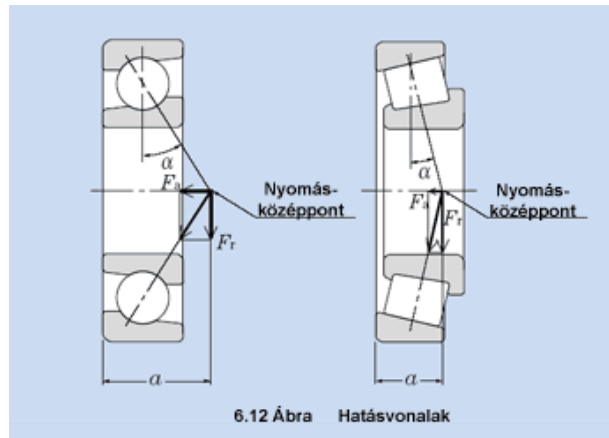
$F_r$  : radiális komponens, N ha  $F_r/F_a \leq 0,55$

### 6.4.3 Statikus ekvivalens csapágyterhelések

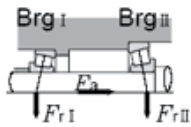
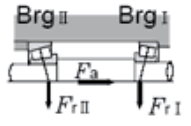
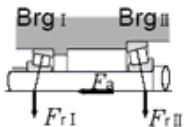
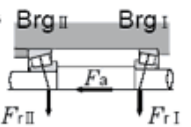
A nyomási középpont a ferdehatásvonalú golyóscsapágyaknál és kúpgörgős csapágyaknál, amint az a 6.12 ábra szemlélteti, a csapágyközponttól kijebbek helyezkedik el, és a csapágytáblázatokban meg van adva. Radiális terhelések mellett a ferdehatásvonalú golyóscsapágyaknál és a görgőscsapágyaknál egy axiális irányba ható erő is jelen van, ami a csapágyrészeket egymástól elválasztani igyekszik. Ezeket a csapágyakat általában egy azonos felépítésű úgynevezett második csapággal 0- vagy X-elrendezésben párosítják. Az axiális erőt a külső axiális terheléshez hozzá kell adni és kiszámítani a (6.22) képletből tudjuk.

$$F_a = \frac{0.5 F_r}{Y} \dots\dots\dots(6.22)$$

A 6.5 táblázatban megtaláljuk a megfelelő formulákat különféle csapágyelrendezésekhez a dinamikus ekvivalens radiális csapágyterhelés megállapításához.



6.12 Ábra Hatásvonalak

Csapágyelrendezések	Terhelési helyzet	Axiális erők	Dinamikus ekvivalens radiális terhelések
<b>0-Elrendezés</b> 	$\frac{0.5F_{rI}}{Y_I} \leq \frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} + F_a$	$F_{aI} = \frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} + F_a$ $F_{aII} = \frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}}$	$P_{rI} = XF_{rI} + Y_I \left[ \frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} + F_a \right]$ $P_{rII} = F_{rII}$
<b>X-Elrendezés</b> 	$\frac{0.5F_{rI}}{Y_I} > \frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} + F_a$	$F_{aI} = \frac{0.5F_{rI}}{Y_I}$ $F_{aII} = \frac{0.5F_{rI}}{Y_I} - F_a$	$P_{rI} = F_{rI}$ $P_{rII} = XF_{rII} + Y_{II} \left[ \frac{0.5F_{rI}}{Y_I} - F_a \right]$
<b>0-Elrendezés</b> 	$\frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} \leq \frac{0.5F_{rI}}{Y_I} + F_a$	$F_{aI} = \frac{0.5F_{rI}}{Y_I}$ $F_{aII} = \frac{0.5F_{rI}}{Y_I} + F_a$	$P_{rI} = F_{rI}$ $P_{rII} = XF_{rII} + Y_{II} \left[ \frac{0.5F_{rI}}{Y_I} + F_a \right]$
<b>X-Elrendezés</b> 	$\frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} > \frac{0.5F_{rI}}{Y_I} + F_a$	$F_{aI} = \frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} - F_a$ $F_{aII} = \frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}}$	$P_{rI} = XF_{rI} + Y_I \left[ \frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} - F_a \right]$ $P_{rII} = F_{rII}$

Megjegyzések:

- 1) A képletek olyan csapágyakra vonatkoznak, amelyek üzemi állapotukban csapágyhézag nélkül és előfeszítésmentesen dolgoznak.
- 2) Radiális terhelések, melyek a táblázatban nyilakkal jelzett irányokkal ellentétes irányúak, pozitív terhelésnek értendőek.

6.5 Táblázat Csapágyelrendezések dinamikusan ekvivalens csapágyterhelések esetében

[◀ Előző fejezet](#)
[▲ Vissza a tartalomhoz](#)
[▶▶ Következő fejezet](#)



## 7. Illesztések

### 7.1 A csapágy rögzítése

Gördülőcsapágyak belső és külső gyűrűit a tengelyen és a házban radiálisan rögzíteni szükséges annak érdekében, hogy a csapágyak a terhelés során ne tudjanak elmozdulni. Ilyen esetekben ugyanis relatív elmozdulások léphetnek fel a tengely és a csapágyak belső gyűrűi között radiális, axiális, illetve forgási irányokba. Ezek az esetleges elmozdulások ledörzsöléses sérülésekhez vezethetnek a csapágygyűrűk és a ház felülete mentén és illesztési rozsdásodást, csúszókarcolásokat okozhatnak. Ezeket a relatív elmozdulásokat a csapágygyűrűk tengelyek és a házban elhelyezkedő ülékek között végül is általában radiális irányú rögzítéssel a megfelelő illesztési értékek kiválasztásával és biztosításával tudjuk biztosítani. A csapágygyűrűk szoros illesztésén keresztül egyúttal azt is el tudjuk érni, hogy a relatíve vékonyfalú gyűrűk a terhelést a teljes kerületen vegyék át, ezzel kedvező megtámasztást biztosítva a rendszernek. Ezzel a csapágyak teljes teherbírási képességét ki tudjuk használni. Ezeknek a szoros túrésekkel ellátott ülékeknek az alkalmazása természetesen megnehezíti a csapágygyűrűk kiszerezési munkáit. Ha egy szét nem szerelhető csapágy mindkét gyűrűjét besajtoljuk, egy laza csapágyelrendezési funkciót axiális irányba már nem tudunk a házban vagy a tengelyen létrehozni.

### 7.2 Az illesztések fajtáinak megválasztása

1) Terhelés és illesztési túlfedés A minimálisan szükséges illesztési túlfedés mértéke tömör tengelyeknél meghatározott radiális terhelések esetében a (7.1) és a (7.2) képletek segítségével számolhatóak ki.

Ha

$$F_r \leq 0.3 C_{or} \dots\dots\dots(7.1)$$

$$\Delta_{dF} = 0.08 (d \cdot F_r / B)^{1/2}$$

Ha

$$F_r > 0.3 C_{or} \dots\dots\dots(7.2)$$

$$\Delta_{dF} = 0.02 (F_r / B)$$

$\Delta_{dF}$  : ténylegesen szükséges átfedés,

$d$  : csapágyfurat névleges mérete, mm

$B$  : a belső gyűrű szélessége, mm

$F_r$  : radiális erő, N

$C_{or}$  : statikus teherbírási érték, N

2) Túréstúlfedés, hőmérsékleti feltételek

Miután üzemi körülmények között a csapágyak magasabb hőmérsékleten vannak, mint a tengelyek, a túlfedés a hőmérséklet növekedésével csökken. A (7.3) képlet a valóságos üzemi körülményeknek megfelelően adja meg a szükséges átfedést hőmérsékletkülönbség alapján.

$$\Delta_{dT} = 0.0015 d \Delta T \dots\dots\dots(7.3)$$

$\Delta_{dT}$  : a hőfokváltozás miatt szükséges illesztési túlfedés

$\Delta T$  : a belső gyűrű és a tengely közötti hőmérséklet különbség

$d$  : a csapágy furatának névleges mérete, mm

3) Tényleges illesztési túlfedés

A csapágy beépítését követően a tényleges illesztési túlfedés eltérést mutat a várt értékhez képest. Ezt a tényleges mérési eredményből lehet megállapítani. Ez az eltérés az érdességi csúcsok elsimitásából adódik, valamint a felületi érdességből az illesztési résznél, amit a szükséges túlfedés meghatározása

során feltétlenül figyelembe kell venni. A tényleges és a látszólagos túlfedések közötti összefüggés az illesztési helyen a felületi érdesség alapján állapítható meg.

#### 4) Maximális túlfedés

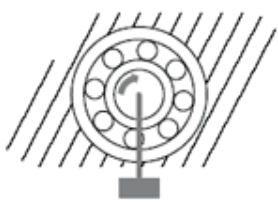
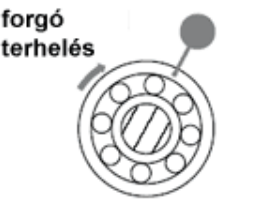
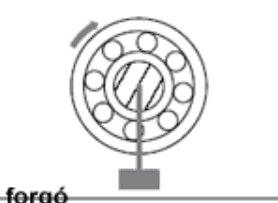
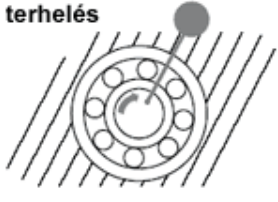
A csapágyak illesztési túlfedésekkel történő beszerelése során a tengelyben és a házban húzó- és nyomófeszültségek lépnek fel a csapágy belső- illetve külső gyűrűiben. Ezek a feszültségek előbb-utóbb a csapágy elfáradásához vezetnek, élettartamát lerövidítik. A belső, külső gyűrűknél törések is bekövetkezhetnek. Ezért tengelyeken, házakban a maximális illesztési túlfedést 1/1000 érték körül célszerű megválasztani.

### 7.3 Az illesztések kiválasztása

Az illesztés optimális megválasztása főleg a következő tényezők figyelembevételétől függ:

- 1) a csapágy terhelésének faja és iránya
- 2) a csapágygyűrű üzem közben forog-e, vagy sem
- 3) a csapágygyűrűn fellépő kerületi erő
- 4) A csapágygyűrűn pontterhelés van vagy meghatározatlan a terhelés iránya.

Azok a csapágygyűrűk, melyek kerületi terheléssel vagy meghatározatlan terhelési irány mellett üzemelnek, fix ülékkel kell, hogy beépítésre kerüljenek. Pontterhelés esetében a csapágygyűrűknél a tolóülékes, vagy laza üléses megoldás is kielégítőnek tekinthető. A soron következő beépítési példák esetében normál kivitelben fix-ülékes beépítést szükséges alkalmazni: Magas terhelések, lökészerű igénybevételek, lengő terhelések, hornyos tengelyek, kis falvastagságú házak, könnyűfém és műanyag házkialakítások. Szerszámgépeknél más a legmagasabb futáspontossági igényeket megkövetelő berendezéseknél precíziós tengelyek és pontossági csapágyak kerülnek felhasználásra. Ilyen alkalmazásoknál kisebb fix ülékeket használunk annak érdekében, hogy a házak, tengelyek alakhibái ne adódhassanak át a csapágygyűrűre. Mivel a nem szétszerelhető csapágyfajták be- és kiszerelési műveletei igen körülményesek, például a mélyhornyú golyóscsapágyak esetében, ha mindkét csapágygyűrűt fix ülékkel építik be, a lehetőségek figyelembevételével az egyik csapágygyűrűnél laza üléket kell alkalmazni.

Ábra	Terhelés fajtája	A csapágygyűrű terhelése	Illesztés
	Belső gyűrű: körbefutó Külső gyűrű: nyugalmi Terhelési irány: állandó	Kerületi terhelés a belső gyűrűn	Belső gyűrű: fix-ülék
<b>forgó terhelés</b> 	Belső gyűrű: nyugalmi Külső gyűrű: körbefutó Terhelési irány: a külső gyűrűvel körbefutó	Pontszerű terhelés a külső gyűrűn	Külső gyűrű: fix-ülék
	Belső gyűrű: körbefutó Külső gyűrű: nyugalmi Terhelési irány: állandó	Pontszerű terhelés a belső gyűrűn	Belső gyűrű: fix-ülék
<b>forgó terhelés</b> 	Belső gyűrű: körbefutó Külső gyűrű: álló Terhelési irány: a külső gyűrűvel körbefutó	Kerületi terhelés a külső gyűrűn	Külső gyűrű: fix-ülék

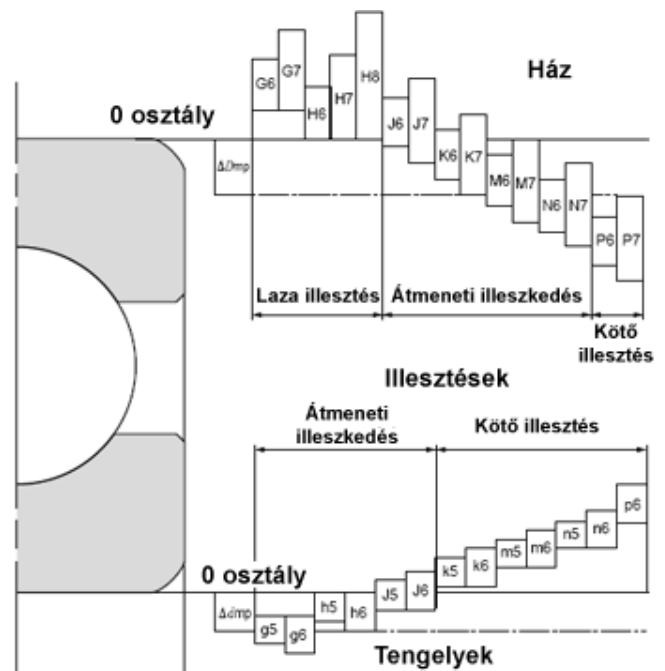
7.1 Táblázat Tengely- és házillesztések a terhelés fajtájától függően

## 7.4 Illesztési ajánlások

Az ISO 286 és a JIS B0401-ben a gördülőcsapágyak tengelyátmérőire és a házfuratok méreteire metrikus kivitelben tűréseket határoztak meg, amiket azután különböző pontossági osztályokba soroltak be. A 7.1 ábra mutatja be a csapágház furatának és a gördülőcsapágy külső átmérőjének, valamint a csapágy furatának és a hozzá tartozó tengelynek leggyakoribb illesztéseit (mérettűréseit).

A 7.2 -től a 7.5 táblázatokban illesztési ajánlásokat találhatunk a lényegesebb befolyásoló tényezők figyelembevételével, úgy mint a csapágy fajtája, nagysága, a terhelések formái, stb. A 7.6 táblázatban illesztési mérettűréseket találunk.

Metrikus kivitelű kúpgörgős csapágyak eltérő furat és külső átmérő illesztésekkel kerülnek gyártásra, mint a kúpgörgős csapágyak collméretű-kivitelűi. A 7.8 táblázatban ajánlott illesztéseket mutatunk be coll méretekre vonatkozóan.



7.1 Ábra

Általános irányvonalak radiális csapágyak illesztéseihez (JIS KI. 0,6,6X)

Házak	A terhelések fajtái		Házillesztések
Oszttalan vagy osztott házak	Pontterhelés a külső gyűrűn	A terhelések valamennyi fajtája	H7
		Meleghozzávetetés a tengelyen keresztül	G7
	Meghatározatlan terhelési irány	Könnyűtől a normálig	Normáltól a nagy terhelési értékekig
Nagy terhelések			M7
Könnyű, vagy váltakozóan nagy terhelések			M7
Oszttalan házak	Kerületi terhelés a külső gyűrűn	Normáltól a nagy terhelésekig	N7
		Nagy terhelések, csekély falvastagságok, erős lökészerű terhelések	P7

Megjegyzések: Ezek az illesztések szürkeöntvény és acélöntvény házakra érvényesek.

Könnyűfém öntvényekből készült házak esetén általában merevebb illesztés szükséges az itt feltüntetett értékeknél.

7.2 (1) Táblázat Házillesztések

Csaágyfajta	A terhelés formája	Golyócsapágyak	Henger és kúpgörgős csapágyak	Beálló görgős csapágyak	Tengely-illesztések	
		Tengelyátmérő mm				
Kerületi terhelések a belső gyűrűnél	kis és váltakozó terhelések	-18	-	-	h5	
		18 - 100	- 40	-	js6	
		100 - 200	40 - 140	-	k6	
		-	140-220	-	m6	
	Kerületi terhelések a belső gyűrűnél	-	- 18	-	-	js5
			18 - 100	- 40	- 40	k5

Csapágy hengeres furattal	vagy nem meghatározható terhelési irány	Normáltól a nagy megterhelésekig	100 - 140	40 - 100	40 - 65	m5	
			140 - 200	100 - 140	65 - 100	m6	
			200 - 280	140 - 200	100 - 140	n6	
			-	200 - 400	140 - 280	p6	
			-	-	280 - 500	r6	
	Igen nagy, vagy lökészerű terhelések	-	50 - 140	50 - 100	n6		
		-	140 - 200	100 - 140	p6		
		-	200 -	140 -	r6		
	Ponnterhelés a belső gyűrűn	A belső gyűrű axiális eltolhatósága szükséges	Minden tengelyátmérő				g6
		A belső gyűrű axiális eltolhatósága nem szükséges	Minden tengelyátmérő				h6
Csapágy kúpos furattal szorító-hüvellyel	A terhelések valamennyi formája		Minden tengelyátmérő				h9/IT5

Megjegyzések:

- 1) Ezek az ajánlások tömör acél tengelyekre vonatkoznak.
- 2) Minden radiális csapágy axiális terhelése esetén valamennyi átmérőre js6 tűrést ajánlunk.
- 3) A terhelések az alábbiak szerint kerülnek megítélésre:

kis terhelés:  $P_r \leq 0,06C_r$

normál terhelés:  $0,06C_r < P_r \leq 0,12C_r$

nagy terhelés:  $P_r > 0,12C_r$

Jelentések:

$P_r$ : ekvivalens radiális terhelés

$C_r$ : dinamikus teherbírási érték

7.2 (2) Táblázat Tengelyillesztések

Radiális csapágák illesztései 0 pontossági osztály

d, mm	$\Delta_{mp}$	g5		g6		h5		h6		j5		js5		j6		js6		k5		k6		m5		m6		n6		p6		r6	
		Csapágy Tengely	Csapágy Tengely	Csapágy Tengely	Csapágy Tengely	Csapágy Tengely	Csapágy Tengely	Csapágy Tengely	Csapágy Tengely	Csapágy Tengely	Csapágy Tengely	Csapágy Tengely	Csapágy Tengely	Csapágy Tengely	Csapágy Tengely	Csapágy Tengely	Csapágy Tengely	Csapágy Tengely	Csapágy Tengely	Csapágy Tengely	Csapágy Tengely	Csapágy Tengely	Csapágy Tengely	Csapágy Tengely	Csapágy Tengely	Csapágy Tengely	Csapágy Tengely	Csapágy Tengely	Csapágy Tengely	Csapágy Tengely	
3	0	-8	4T~9L	4T~12L	8T~5L	8T~8L	11T~2L	10.5T~2.5L	14T~2L	12T~4L	14T~1T	17T~1T	17T~4T	20T~4T	24T~8T	28T~12T	--	--													
6	10	-8	3T~11L	3T~14L	8T~6L	8T~9L	12T~2L	11T~3L	15T~2L	12.5T~4.5L	15T~1T	18T~1T	20T~6T	23T~6T	27T~10T	32T~15T	--	--													
10	18	-8	2T~14L	2T~17L	8T~8L	8T~11L	13T~3L	12T~4L	16T~3L	13.5T~5.5L	17T~1T	20T~1T	23T~7T	26T~7T	31T~12T	37T~18T	--	--													
18	30	-10	3T~16L	3T~20L	10T~9L	10T~13L	15T~4L	14.5T~4.5L	19T~4L	16.5T~6.5L	21T~2T	25T~2T	27T~8T	31T~8T	38T~15T	45T~22T	--	--													
30	50	-12	3T~20L	3T~25L	12T~11L	12T~16L	18T~5L	17.5T~5.5L	23T~5L	20T~8L	25T~2T	30T~2T	32T~9T	37T~9T	45T~17T	54T~26T	--	--													
50	80	-15	5T~23L	5T~29L	15T~13L	15T~19L	21T~7L	21.5T~6.5L	27T~7L	24.5T~9.5L	30T~2T	36T~2T	39T~11T	45T~11T	54T~20T	66T~32T	--	--													
80	120	-20	8T~27L	8T~34L	20T~15L	20T~22L	26T~9L	27.5T~7.5L	33T~9L	31T~11L	38T~3T	45T~2T	48T~13T	55T~13T	65T~23T	79T~37T	--	--													
120	140	0	-25	11T~32L	11T~39L	25T~18L	25T~25L	32T~11L	34T~9L	39T~11L	37.5T~12.5L	46T~3T	53T~3T	58T~15T	65T~15T	77T~27T	93T~43T	--	--												
140	160	0	-25	11T~32L	11T~39L	25T~18L	25T~25L	32T~11L	34T~9L	39T~11L	37.5T~12.5L	46T~3T	53T~3T	58T~15T	65T~15T	77T~27T	93T~43T	--	--												
160	180	0	-25	11T~32L	11T~39L	25T~18L	25T~25L	32T~11L	34T~9L	39T~11L	37.5T~12.5L	46T~3T	53T~3T	58T~15T	65T~15T	77T~27T	93T~43T	--	--												
180	200	0	-30	15T~35L	15T~44L	30T~20L	30T~26L	37T~13L	40T~10L	46T~13L	44.5T~14.5L	54T~4T	63T~4T	67T~17T	76T~17T	90T~31T	109T~50T	--	--												
200	225	0	-30	15T~35L	15T~44L	30T~20L	30T~26L	37T~13L	40T~10L	46T~13L	44.5T~14.5L	54T~4T	63T~4T	67T~17T	76T~17T	90T~31T	109T~50T	--	--												
225	250	0	-30	15T~35L	15T~44L	30T~20L	30T~26L	37T~13L	40T~10L	46T~13L	44.5T~14.5L	54T~4T	63T~4T	67T~17T	76T~17T	90T~31T	109T~50T	--	--												
250	280	0	-35	18T~40L	18T~49L	35T~23L	35T~32L	42T~16L	46.5T~11.5L	51T~16L	51T~18L	62T~4T	71T~4T	78T~20T	87T~20T	101T~34T	123T~56T	--	--												
280	315	0	-35	18T~40L	18T~49L	35T~23L	35T~32L	42T~16L	46.5T~11.5L	51T~16L	51T~18L	62T~4T	71T~4T	78T~20T	87T~20T	101T~34T	123T~56T	--	--												
315	355	0	-40	22T~43L	22T~54L	40T~25L	40T~36L	47T~18L	52.5T~12.5L	58T~18L	58T~18L	69T~4T	80T~4T	86T~21T	97T~21T	113T~37T	138T~62T	--	--												
355	400	0	-40	22T~43L	22T~54L	40T~25L	40T~36L	47T~18L	52.5T~12.5L	58T~18L	58T~18L	69T~4T	80T~4T	86T~21T	97T~21T	113T~37T	138T~62T	--	--												
400	450	0	-45	25T~47L	25T~60L	45T~27L	45T~40L	52T~20L	58.5T~13.5L	65T~20L	65T~20L	77T~5T	90T~4T	95T~23T	108T~23T	125T~40T	153T~68T	--	--												
450	500	0	-45	25T~47L	25T~60L	45T~27L	45T~40L	52T~20L	58.5T~13.5L	65T~20L	65T~20L	77T~5T	90T~4T	95T~23T	108T~23T	125T~40T	153T~68T	--	--												

7.6 (1) Táblázat Illesztések tengely/csapágy

$\Delta_s$ , mm	$\Delta_{mp}$		G7	H6	H7	J6	J7	Js7	K6	K7	M7	N7	P7	
														Ház Csapágy
6	10	0	-8	5L~ 28L	0~17L	0~ 23L	4T~13L	7T~16L	7.5T~15.5L	7T~10L	10T~13L	15T~ 8L	19T~ 4L	24T~ 1L
10	18	0	-8	6L~ 32L	0~19L	0~ 26L	5T~14L	8T~18L	9T ~17L	9T~10L	12T~14L	18T~ 8L	23T~ 3L	29T~ 3L
18	30	0	-9	7L~ 37L	0~22L	0~ 30L	5T~17L	9T~21L	10.5T~19.5L	11T~11L	15T~15L	21T~ 9L	28T~ 2L	35T~ 5L
30	50	0	-11	9L~ 45L	0~27L	0~ 36L	6T~21L	11T~25L	12.5T~23.5L	13T~14L	18T~18L	25T~11L	33T~ 3L	42T~ 6L
50	80	0	-13	10L~ 53L	0~32L	0~ 43L	6T~26L	12T~31L	15T ~28L	15T~17L	21T~22L	30T~13L	39T~ 4L	52T~ 8L
80	120	0	-15	12L~ 62L	0~37L	0~ 50L	6T~31L	13T~37L	17.5T~32.5L	18T~19L	25T~25L	35T~15L	45T~ 5L	59T~ 9L
120	150	0	-18	14L~ 72L	0~43L	0~ 58L	7T~36L	14T~44L	20T ~38L	21T~22L	28T~30L	40T~18L	52T~ 6L	68T~10L
150	180	0	-25	14L~ 79L	0~50L	0~ 65L	7T~43L	14T~51L	20T ~45L	21T~29L	28T~37L	40T~25L	52T~13L	68T~ 3L
180	250	0	-30	15L~ 91L	0~59L	0~ 76L	7T~52L	16T~60L	23T ~53L	24T~35L	33T~43L	46T~30L	60T~16L	79T~ 3L
250	315	0	-35	17L~104L	0~67L	0~ 87L	7T~60L	16T~71L	26T ~61L	27T~40L	36T~51L	52T~35L	66T~21L	88T~ 1L
315	400	0	-40	18L~115L	0~76L	0~ 97L	7T~69L	18T~79L	28.5T~68.5L	29T~47L	40T~57L	57T~40L	73T~24L	98T~ 1L
400	500	0	-45	20L~128L	0~85L	0~108L	7T~78L	20T~88L	31.5T~76.5L	32T~53L	45T~63L	63T~45L	80T~28L	108T~ 0

7.6 (2) Táblázat Illesztések ház/csapágy

Kúpgyűrűs csapágycsapatok illesztései hüvely méretekkel (ANSI KI. 4)

Terhelések fajtái	Tengelyátmérők $d$ , mm	Belső gyűrűk Furattűrések $\Delta_{fs}$ méret		Tengelytűrések		Illesztési határértékek <sup>3</sup>	
		felső	alsó	felső	alsó	max	min
Kerületi terhelés belső gyűrűn	Normál terhelések lökésszerű terhelések nem lépnek fel	~ 76.2	+13	0	+ 38	+ 25	38T ~ 12T
	Nagy terhelések vagy lökésszerű terhelések	76.2 ~ 304.8	+25	0	+ 64	+ 38	64T ~ 13T
Pont-terhelés a belső gyűrűn	304.8 ~ 609.6	+51	0	+127	+ 76	127T ~ 25T	
	609.6 ~ 914.4	+76	0	+190	+114	190T ~ 38T	
	~ 76.2	+13	0	Középső belső gyűrű fix-ülékénél 0.5 $\mu$ m/mm furatot kell alkalmazni (min. fix-ülék 25 $\mu$ m)			
	76.2 ~ 304.8	+25	0	+ 13	0	13T ~ 13L	
A belső gyűrű axiális eltolása a tengelyen szükséges	304.8 ~ 609.6	+51	0	+ 25	0	25T ~ 25L	
	609.6 ~ 914.4	+76	0	+ 51	0	51T ~ 51L	
	~ 76.2	+13	0	0	- 13	0 ~ 13L	
	76.2 ~ 304.8	+25	0	0	- 25	0 ~ 50L	
A belső gyűrű axiális eltolása a tengelyen nem szükséges	304.8 ~ 609.6	+51	0	0	- 51	0 ~ 102L	
	609.6 ~ 914.4	+76	0	0	- 76	0 ~ 152L	

1) Csak köszörült tengelyeknél

2) Negatív tűrésekkel rendelkező csapágycsapatnál azonos illesztéseket lehet venni

3) T=fix, L=laza, d=belső gyűrű furata, mm

7.7 (1) Táblázat Tengelyillesztések



A terhelések fajtái		Házfurat átmérők		Belső gyűrű tőrészei		Háztűrések		illesztési <sup>2</sup> határértékek	
		$D$ , mm		felső	alsó	felső	alsó	max	min
		felett	-ig						
A külső gyűrűn	Kis és normál terhelés lökésszerű terhelés nincs	~ 76.2		+25	0	+ 76	+ 51	26L	~ 76L
		76.2	~ 127.0	+25	0	+ 76	+ 51	26L	~ 76L
		127.0	~ 304.8	+25	0	+ 76	+ 51	26L	~ 76L
		304.8	~ 609.6	+51	0	+152	+102	51L	~ 152L
		609.6	~ 914.4	+76	0	+229	+152	76L	~ 229L
	Kis és normál terhelés a külső gyűrű állítható	~ 76.2		+25	0	+ 25	0	25T	~ 25L
		76.2	~ 127.0	+25	0	+ 25	0	25T	~ 25L
		127.0	~ 304.8	+25	0	+ 51	0	25T	~ 51L
		304.8	~ 609.6	+51	0	+ 76	+ 26	25T	~ 76L
		609.6	~ 914.4	+76	0	+127	+ 51	25T	~ 127L
	Nagy terhelések Az axiális külső gyűrű nem állítható	~ 76.2		+25	0	- 13	- 38	63T	~ 13T
		76.2	~ 127.0	+25	0	- 25	- 51	76T	~ 25T
127.0		~ 304.8	+25	0	- 25	- 51	76T	~ 25T	
304.8		~ 609.6	+51	0	- 25	- 76	127T	~ 25T	
609.6		~ 914.4	+76	0	- 25	-102	178T	~ 25T	
Kerületi terhelés a külső gyűrűn	~ 76.2		+25	0	- 13	- 38	63T	~ 13T	
	76.2	~ 127.0	+25	0	- 25	- 51	76T	~ 25T	
	127.0	~ 304.8	+25	0	- 25	- 51	76T	~ 25T	
	304.8	~ 609.6	+51	0	- 25	- 76	127T	~ 25T	
	609.6	~ 914.4	+76	0	- 25	-102	178T	~ 25T	

1) A belső gyűrűkhöz negatív tőrésértékeknel azonos illesztéseket lehet alkalmazni

2) T=fix, L=laza

7.7 (2) Táblázat Házillesztések

Hüvelyk rendszerű kúpgörgős csapágyak illesztései (ANSI KI. 43 és 0)

A terhelések fajtái		Tengelyátmérők		Belső gyűrűk Furattűrések $\Delta d_s$ méret		Tengelytűrések		Illesztési határértékek	
		$d$ , mm		felső	alsó	felső	alsó	max	min
		felett	-ig						
Kerületi terhelés belső gyűrűn	Szerszámgépek orsói	~ 304.8		+13	0	+ 30	+ 18	30T	~ 5T
		304.8	~ 609.6	+25	0	+ 64	+ 38	64T	~ 13T
		609.6	~ 914.4	+38	0	+102	+ 64	102T	~ 26T
	Nagy terhelések, magas fordulatok	~ 76.2		+13	0	Belső furat esetében a fix illesztés min. $0.25 \mu\text{m/mm}$			
		76.2	~ 304.8	+13	0				
304.8		~ 609.6	+25	0					
609.6	~ 914.4	+38	0						
Pont terhelés belső gyűrűn	Szerszámgépek orsói	~ 304.8		+13	0	+ 13	0	30T	~ 5T
		304.8	~ 609.6	+25	0	+ 25	0	64T	~ 13T
		609.6	~ 914.4	+38	0	+102	0	102T	~ 26T

A belső gyűrű maximális furata: 241,300 mm a 0 osztályú termék esetében

7.8 (1) Táblázat Tengelyillesztések

A terhelések fajtái		Házfurat átmérők		Külső gyűrű tűrései		Háztűrések		Illesztési határértékek <sup>2</sup>	
		$D$ , mm		felső	alsó	felső	alsó	max	min
		felett	-ig						
Pont erhelés a külső gyűrűn	<b>Eltolható</b>	~ 152.4		+13	0	+ 38	+ 25	12L ~ 38L	
		152.4 ~ 304.8		+13	0	+ 38	+ 25	12L ~ 38L	
		304.8 ~ 609.6		+25	0	+ 64	+ 38	13L ~ 64L	
		609.6 ~ 914.4		+38	0	+ 89	+ 51	13L ~ 89L	
	<b>Nem eltolható</b>	~ 152.4		+13	0	+ 25	+ 13	0 ~ 25L	
		152.4 ~ 304.8		+13	0	+ 25	+ 13	0 ~ 25L	
		304.8 ~ 609.6		+25	0	+ 51	+ 25	0 ~ 51L	
		609.6 ~ 914.4		+38	0	+ 76	+ 38	0 ~ 76L	
	<b>Beállítható</b>	~ 152.4		+13	0	+ 13	0	13T ~ 13L	
		152.4 ~ 304.8		+13	0	+ 13	0	13T ~ 13L	
		304.8 ~ 609.6		+13	0	+ 25	0	25T ~ 25L	
		609.6 ~ 914.4		+38	0	+ 38	0	38T ~ 38L	
	<b>Nem beállítható, illetve a hüvelybe beépítve</b>	~ 152.4		+13	0	0	- 13	26T ~ 0	
		152.4 ~ 304.8		+13	0	0	- 25	38T ~ 0	
		304.8 ~ 609.6		+25	0	0	- 25	50T ~ 0	
		609.6 ~ 914.4		+38	0	0	- 38	76T ~ 0	
Kerületi terhelés a külső gyűrűn	<b>Nem beállítható, illetve a hüvelybe beépítve</b>	~ 152.4		+13	0	- 13	- 25	38T ~ 13T	
		152.4 ~ 304.8		+13	0	- 13	- 38	51T ~ 13T	
		304.8 ~ 609.6		+25	0	- 13	- 38	63T ~ 13T	
		609.6 ~ 914.4		+38	0	- 13	- 51	89T ~ 13T	

1) T=fix, L=laza

2) A külső gyűrű maximális átmérője: 304,800 mm a 0 osztályú termék esetében

7.8 (2) Táblázat Házillesztések

[Előző fejezet](#)
[▲ Vissza a tartalomhoz](#)
[Következő fejezet ▶▶](#)



## 8. Csapágyházag, csapágyak rögzítése

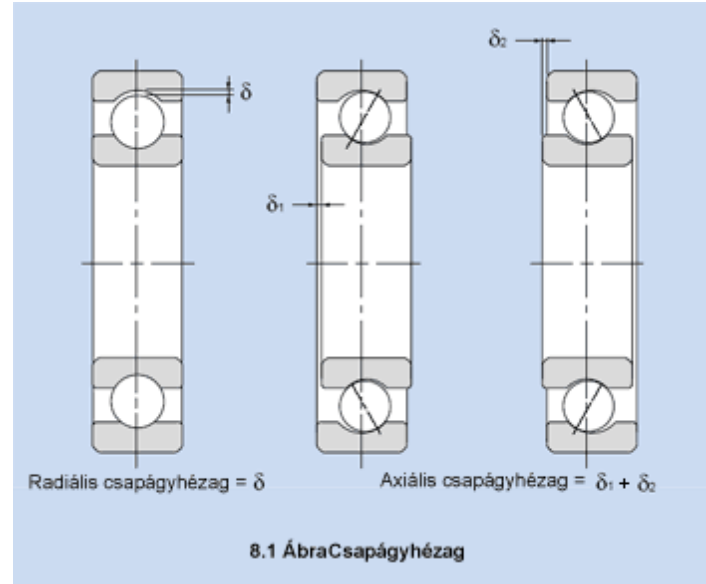
### 8.1 Csapágyházag

Csapágyházagnak azt a méretet nevezzük, amely mellett egy csapágygyűrű axiális vagy radiális irányba a másikkal szemben egy határértékről egy másik határértékre elállítható, eltolható.

Amint azt a 8.1 ábra is szemlélteti, egy szabad csapágygyűrű a másikkal szemben, amelyik fix-elrendezésű, radiális és axiális irányokba elmozdítható. A radiális irányú eltolás mértékét radiális csapágyházagnak, míg az axiális irányú eltolás mértékét pedig axiális csapágyházagnak nevezzük.

A csapágyházag meghatározásához a csapagyat előzetesen egy kisebb előterhelésnek vetjük alá, amit mérési terhelésnek is neveznek oly módon, hogy pontos és megismételhető mérési eredményeket lehessen biztosítani.

Ugyanakkor ennek a terhelésnek kapcsán egy kisebb mértékű rugalmas alakváltozás következik be a futópálya és a gördülőttest érintkezési helyén. Ezért a mért csapágyházag kismértékben a ténylegesnél nagyobb értéket eredményez. A 8.1 táblázat mérési terhelési értékeket ad meg mélyhornyú golyóscsapágyakra, feltüntetve egyben a megfelelő korrekciós értékeket is a mérési terheléssel összefüggésben. Görgőscsapágyaknál ez a rugalmas alakváltozás a mérési terhelés befolyása kapcsán olyan csekély, hogy a gyakorlatban elhanyagolható.



Névtelenes furatméret <i>d</i> mm		Mérési terhelés (N)		Korrekciós értékek				
felett	-ig			C2	normál	C3	C4	C5
10	18	24.5	{2.5}	3~4	4	4	4	4
18	50	49	{5}	4~5	5	6	6	6
50	200	147	{15}	6~8	8	9	9	9

8.1 Táblázat Mérési terhelési és korrekciós értékek mélyhornyú golyóscsapágyaknál

### 8.2 A csapágyházag megválasztása

A gördülőcsapágyak csapágyházaga üzemi körülmények közötti meghatározott értéke ( a tényleges csapágyházag) az eredeti csapágyházaghoz képest általában (beépítés előtti érték) kisebb. Ez több tényező befolyására vezethető vissza, így például a tőrésátfedésekre valamint üzemkőzben a belső és külső gyűrű közötti hőmérsékletkülönbségek következtében fellépő csapágygyűrű-tágulásra. Mivel üzemi körülmények között a tényleges csapágyházag többek között befolyással bír a csapágy élettartamára, melegedésre, lengések és zajszintek kialakulására az adott csapágy esetében, a csapágyházagot úgy kell megválasztani, hogy üzemelés során optimális körülmények lépjenek fel.

Tényleges üzemi csapágyházag

A (8.1) képlettel a beépítést megelőzően a szükségelt csapágyházagot oly módon tudjuk meghatározni, hogy az normál üzem esetén optimális legyen.

$$\delta_{\text{eff}} = \delta_o - (\delta_f + \delta_t) \dots\dots\dots(8.1)$$

$\delta_{\text{eff}}$  : üzemi tényleges csapágyházag, mm

$\delta_o$  : csapágyházag a beépítést megelőzően, mm

$\delta_r$  : csapágyházag csökkenése tőrési átfedés miatt, mm

$\delta_t$  : csapágyhézag a hőmérsékletkülönbségből adódóan a belső és a külső gyűrűk között, mm

Tűrési átfedések következtében fellépő csapágyhézagcsökkenés:

A belső és a külső gyűrűk, melyek a tengelyre, illetve a házba szoros illesztéssel kerülnek beszerelésre, a tengelyen tágulnak, míg a házban összeszűkülnek. Ezáltal a csapágyhézag csökken. A tágulás, illetve az összeszűkülés mértéke csapágyfajtától, a tengely és a ház kialakításától, valamint anyagától függ. Ez a változás a tűrési átfedés mértékének 70-90 %-át teszi ki.

$$\delta_t = (0.70 \sim 0.90) \Delta_{def} \dots\dots\dots(8.2)$$

$\delta_f$  : csapágyhézag-csökkenés a mérettúlfedés miatt, mm

$\Delta_{def}$  : a tényleges mérettúlfedés értéke.

A csapágyhézag csökkenése üzemi körülmények között a belső és külső gyűrűkön mérve a hőmérséklet hatására az alábbiak szerint alakul: üzemelés során a gördülőttestek és a külső gyűrű hőmérséklete normál esetben 5-10 °C fokkal emelkedik meg. Ha a leadott hő kedvező elvezetési feltételekkel találkozik a ház esetében, mialatt a tengely hőforrásokkal áll összeköttetésben, pl. forró közegek, üreges tengelyek vannak jelen, akkor a külső és a belső gyűrűk közötti hőmérsékletkülönbség akár még magasabb is lehet. Az ilyen alapokon jelentkező különböző hőtágulások a csapágy-hézagot az üzemelés során tovább csökkentik.

$$\delta_t = \alpha \cdot \Delta T \cdot D_o \dots\dots\dots(8.3)$$

$\delta_t$  : csapágyhézag csökkenése a hőmérsékletkülönbség hatására, mm

$\alpha$  : gördülőcsapágy acélok tágulási együtthatója, ( $1,2 \cdot 10^{-6}/^\circ\text{C}$ )

$\Delta T$  : a belső és a külső gyűrű közötti hőmérsékletkülönbség, °C

$D_o$  : a külső gyűrűfutópálya átmérője, mm

A  $D_o$  külső gyűrű futópálya átmérője a (8.4) és (8.5) képletekkel számítható.

Golyós és önbeálló csapágyak esetén

$$D_o = 0.20 (d + 4.0D) \dots\dots\dots(8.4)$$

Görgős csapágyaknál (kivéve az önbeállót):

$$D_o = 0.25 (d + 3.0D) \dots\dots\dots(8.5)$$

$d$  : a csapágy furatának névleges mérete, mm

$D$  : a csapágy külső gyűrűjének névleges átmérője, mm

### 8.3 Kritériumok a csapágyhézag értékének meghatározásához

Elméletileg az optimális csapágyélettartam akkor érhető el, ha a csapágyhézag megközelítőleg nullával egyenlő vagy a csapágy csekély előfeszítéssel szerelt. (negatív csapágyhézag). A gyakorlatban azonban ezt az optimális értéket rendkívül körülményes megközelíteni. A változó, estenként nem mindig pontosan meghatározható üzemi viszonyok miatt előfordul, hogy kis előfeszítésekből nagy előfeszítések lépnek fel, ami azután a csapágy élettartamát drasztikusan lecsökkentheti, hőfejlődéshez, nagyon kedvezőtlen súrlódási viszonyokhoz vezethet. Ezért a csapágyhézagot úgy kell megválsztani, hogy üzemi körülmények között is egy csekély mértékű hézag legyen biztosítva.

Szokásos üzemi körülmények mellett, normál terhelésnél és illesztések esetében, normál fordulatszámokon és hőmérsékleti viszonyok között a standart CO csapágyhézag az üzemi körülmények során kielégítő csapágyhézag méreteket eredményez.

A 8.2 táblázatban csapágyhézag-csoportok találhatóak a CO csapágyhézagon túlmenően, melyek megfelelő felhasználási esetekben és valós üzemi feltételek között jól felhasználhatóak, bizonyos üzemi feltételekhez ajánlhatóak.

Furat névleges mérete <i>d</i> mm		Hengeres furatok										Köpes furati csapágyak										Furat névleges mérete <i>d</i> mm			
		C2		C Normál		C3		C4		C5		C2		C Normál		C3		C4		C5					
***	▼	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max		
2,5	6	1	8	5	15	10	20	15	25	21	33	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2,5	6
6	10	2	9	6	17	12	25	19	33	27	42	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	6	10
10	14	2	10	6	19	13	26	21	35	30	48	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	10	14
14	18	3	12	8	21	15	28	23	37	32	50	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	14	18
18	24	4	14	10	23	17	30	25	39	34	52	7	17	13	26	20	33	28	42	37	55	—	—	18	24
24	30	5	16	11	24	19	35	29	46	40	58	9	20	15	28	23	39	33	50	44	62	—	—	24	30
30	40	6	18	13	29	23	40	34	53	46	66	12	24	19	35	29	46	40	59	52	72	—	—	30	40
40	50	6	19	14	31	25	44	37	57	50	71	14	27	22	39	33	52	45	65	58	79	—	—	40	50
50	65	7	21	16	36	30	50	45	69	62	88	18	32	27	47	41	61	56	80	73	99	—	—	50	65
65	80	8	24	18	40	35	60	54	83	76	108	23	39	35	57	50	75	69	98	91	123	—	—	65	80
80	100	9	27	22	48	42	70	64	96	89	124	29	47	42	68	62	90	84	116	109	144	—	—	80	100
100	120	10	31	25	56	50	83	75	114	105	145	35	56	50	81	75	108	100	139	130	170	—	—	100	120
120	140	10	38	30	68	60	100	90	135	125	175	40	68	60	98	90	130	120	165	155	205	—	—	120	140
140	160	15	44	35	80	70	120	110	161	150	210	45	74	65	110	100	150	140	191	180	240	—	—	140	160

8.4 Beálló golyóscsapágyak radiális csapágyhézag értékei

Furat névleges mérete <i>d</i> mm		C1		C2		Normál		C3		C4	
felett	-ig	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max
—	10	3	8	6	12	8	15	15	22	22	30
10	18	3	8	6	12	8	15	15	24	30	40
18	30	3	10	6	12	10	20	20	32	40	55
30	50	3	10	8	14	14	25	25	40	55	75
50	80	3	11	11	17	17	32	32	50	75	95
80	100	3	13	13	22	22	40	40	60	95	120
100	120	3	15	15	30	30	50	50	75	110	140
120	150	3	16	16	33	35	55	55	80	130	170
150	180	3	18	18	35	35	60	60	90	150	200
180	200	3	20	20	40	40	65	65	100	180	240

Megjegyzés: A fenti adatok csak a hatásszöggel ellátott csapágyakra érvényesek.

8.5 Radiális csapágyhézag értékek kétsoros és párosított ferdehatásvonalú golyóscsapágyakhoz

Furat névleges mérete $d$ mm		C2		Normál		C3		C4	
felett	-ig	min	max	min	max	min	max	min	max
—	10	0	25	20	45	35	60	50	75
10	24	0	25	20	45	35	60	50	75
24	30	0	25	20	45	35	60	50	75
30	40	5	30	25	50	45	70	60	85
40	50	5	35	30	60	50	80	70	100
50	65	10	40	40	70	60	90	80	110
65	80	10	45	40	75	65	100	90	125
80	100	15	50	50	85	75	110	105	140
100	120	15	55	50	90	85	125	125	165
120	140	15	60	60	105	100	145	145	190
140	160	20	70	70	120	115	165	165	215
160	180	25	75	75	125	120	170	170	220
180	200	35	90	90	145	140	195	195	250
200	225	45	105	105	165	160	220	220	280
225	250	45	110	110	175	170	235	235	300
250	280	55	125	125	195	190	260	260	330
280	315	55	130	130	205	200	275	275	350
315	355	65	145	145	225	225	305	305	385
355	400	100	190	190	280	280	370	370	460
400	450	110	210	210	310	310	410	410	510
450	500	110	220	220	330	330	440	440	550

8.6 Táblázat Hengergörgős és tügörgős csapágyak radiális csapágyhézag értékei (csapágyak hengeres furatokkal)

Furat névleges mérete		Hengeres furatok										Képes furatú csapágyak										Furat névleges mérete					
$d$ mm	$w$	C1NA		C2NA		NA <sup>1</sup>		C3NA		C4NA		C5NA		C9NA <sup>1</sup>		C0NA <sup>1</sup>		C1NA <sup>1</sup>		C2NA		NA <sup>1</sup>		C3NA		$d$ mm	$w$
***	▼	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	mm	mm
—	10	5	10	10	20	20	30	35	45	45	55	—	—	5	5	7	17	10	20	20	30	35	45	45	55	—	10
10	18	5	10	10	20	20	30	35	45	45	55	65	75	5	10	7	17	10	20	20	30	35	45	45	55	10	18
18	24	5	10	10	20	20	30	35	45	45	55	65	75	5	10	7	17	10	20	20	30	35	45	45	55	18	24
24	30	5	10	10	25	25	35	40	50	50	60	70	80	5	10	10	20	10	25	25	35	40	50	50	60	24	30
30	40	5	12	12	25	25	40	45	55	55	70	80	95	5	12	10	20	12	25	25	40	45	55	55	70	30	40
40	50	5	15	15	30	30	45	50	65	65	80	95	110	5	15	10	20	15	30	30	45	50	65	65	80	40	50
50	65	5	15	15	35	35	50	55	75	75	90	110	130	5	15	10	20	15	35	35	50	55	75	75	90	50	65
65	80	10	20	20	40	40	60	70	90	90	110	130	150	10	20	15	30	20	40	40	60	70	90	90	110	65	80
80	100	10	25	25	45	45	70	80	105	105	125	155	180	10	25	20	35	25	45	45	70	80	105	105	125	80	100
100	120	10	25	25	50	50	80	95	120	120	145	180	205	10	25	20	35	25	50	50	80	95	120	120	145	100	120
120	140	15	30	30	60	60	90	105	135	135	160	200	230	15	30	25	40	30	60	60	90	105	135	135	160	120	140
140	160	15	35	35	65	65	100	115	150	150	180	225	260	15	35	30	45	35	65	65	100	115	150	150	180	140	160
160	180	15	35	35	75	75	110	125	165	165	200	250	285	15	35	30	45	35	75	75	110	125	165	165	200	160	180
180	200	20	40	40	80	80	120	140	180	180	220	275	315	20	40	30	50	40	80	80	120	140	180	180	220	180	200
200	225	20	45	45	90	90	135	155	200	200	240	305	350	20	45	35	55	45	90	90	135	155	200	200	240	200	225
225	250	25	50	50	100	100	150	170	215	215	265	330	380	25	50	40	65	50	100	100	150	170	215	215	265	225	250
250	280	25	55	55	110	110	165	185	240	240	295	370	420	25	55	40	65	55	110	110	165	185	240	240	295	250	280
280	315	30	60	60	120	120	180	205	265	265	325	410	470	30	60	45	75	60	120	120	180	205	265	265	325	280	315
315	355	30	65	65	135	135	200	225	295	295	360	455	520	30	65	45	75	65	135	135	200	225	295	295	360	315	355
355	400	35	75	75	150	150	225	255	330	330	405	510	585	35	75	50	90	75	150	150	225	255	330	330	405	355	400
400	450	45	85	85	170	170	255	285	370	370	455	565	650	45	85	60	100	85	170	170	255	285	370	370	455	400	450
450	500	50	95	95	190	190	285	315	410	410	505	625	720	50	95	70	115	95	190	190	285	315	410	410	505	450	500

1) Normál hézagú csapágyak utójele csak NA, pl. NU 310 NA

2) C9NA, C0NA és a C1NA csak P5 vagy ennél pontosabb tűrésekkel készülhet

8.7 Táblázat Hengergörgős csapágyak radiális csapágyhézag értékei Nem csrlhető illetve párosítható gyűrűk



Furat névleges mérete			Hátbesztig $\alpha \leq 27^\circ$ ( $r \leq 0,76$ )								Hátbesztig $\alpha > 27^\circ$ ( $r > 0,76$ )								Furat névleges mérete		
			C2		Normál		C3		C4		C2		Normál		C3		C4				
felülről	d mm	-ig	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	felülről	d mm	-ig
18	24	25	75	75	125	125	170	170	220	10	30	30	50	50	70	70	90	18	24	24	30
24	30	25	75	75	125	145	185	185	245	10	30	30	50	60	80	80	100	24	30	30	40
30	40	25	95	95	165	165	235	210	280	10	40	40	70	70	100	90	120	30	40	40	50
40	50	20	85	85	150	175	240	240	305	10	40	40	70	80	110	110	140	40	50	50	65
50	65	20	85	110	175	195	260	260	350	10	40	50	80	90	120	130	160	50	65	65	80
65	80	20	110	130	220	240	325	325	410	10	50	60	100	110	150	150	190	65	80	80	100
80	100	45	150	150	280	280	390	390	500	20	70	70	120	130	180	180	230	80	100	100	120
100	120	45	175	175	305	350	480	455	585	20	70	70	120	150	200	210	260	100	120	120	140
120	140	45	175	175	305	390	520	500	630	20	70	70	120	160	210	210	260	120	140	140	160
140	160	60	200	200	340	400	540	520	660	30	100	100	160	180	240	240	300	140	160	160	180
160	180	60	220	240	380	440	580	600	740	—	—	—	—	—	—	—	—	160	180	180	200
180	200	100	260	260	420	500	660	660	820	—	—	—	—	—	—	—	—	180	200	200	225
200	225	120	300	300	480	560	740	720	900	—	—	—	—	—	—	—	—	200	225	225	250
225	250	160	360	360	560	620	820	820	1.020	—	—	—	—	—	—	—	—	225	250	250	280
250	280	180	400	400	620	700	920	920	1.140	—	—	—	—	—	—	—	—	250	280	280	315
280	315	200	440	440	680	780	1.020	1.020	1.260	—	—	—	—	—	—	—	—	280	315	315	355
315	355	220	480	500	780	860	1.120	1.120	1.380	—	—	—	—	—	—	—	—	315	355	355	400
355	400	260	560	560	860	960	1.260	1.260	1.580	—	—	—	—	—	—	—	—	355	400	400	450
400	450	300	600	620	920	1.100	1.400	1.440	1.740	—	—	—	—	—	—	—	—	400	450	450	500

8.8 Táblázat Kétsoros, párhuzamosan elrendezett kúpgörgős csapágyak axiális csapágyhézag értékei, metrikus kivétel (nem tartoznak bele a 329X, 322X és a 323C csapágyak)

Furat névleges mérete			Hengeres furatok										Kúpos furati csapágyak										Furat névleges mérete		
			C2		Normál		C3		C4		C5		C2		Normál		C3		C4		C5				
felülről	d mm	-ig	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	felülről	d mm	-ig
14	18	10	20	20	35	35	45	45	60	60	75	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	14	18
18	24	10	20	20	35	35	45	45	60	60	75	15	25	25	35	35	45	45	60	60	75	75	95	18	24
24	30	15	25	25	40	40	55	55	75	75	95	20	30	30	40	40	55	55	75	75	95	95	120	24	30
30	40	15	30	30	45	45	60	60	80	80	100	25	35	35	50	50	65	65	85	85	105	105	130	30	40
40	50	20	35	35	55	55	75	75	100	100	125	30	45	45	60	60	80	80	100	100	130	130	160	40	50
50	65	20	40	40	65	65	90	90	120	120	150	40	55	55	75	75	95	95	120	120	160	160	190	50	65
65	80	30	50	50	80	80	110	110	145	145	180	50	70	70	95	95	120	120	150	150	200	200	230	65	80
80	100	35	60	60	100	100	135	135	180	180	225	55	80	80	110	110	140	140	180	180	230	230	260	80	100
100	120	40	75	75	120	120	160	160	210	210	260	65	100	100	135	135	170	170	220	220	280	280	310	100	120
120	140	50	95	95	145	145	190	190	240	240	300	80	120	120	160	160	200	200	260	260	330	330	360	120	140
140	160	60	110	110	170	170	220	220	280	280	350	90	130	130	180	180	230	230	300	300	380	380	410	140	160
160	180	65	120	120	180	180	240	240	310	310	390	100	140	140	200	200	260	260	340	340	430	430	460	160	180
180	200	70	130	130	200	200	260	260	340	340	430	110	160	160	220	220	290	290	370	370	470	470	500	180	200
200	225	80	140	140	220	220	290	290	380	380	470	120	180	180	250	250	320	320	410	410	520	520	550	200	225
225	250	90	150	150	240	240	320	320	420	420	520	140	200	200	270	270	350	350	450	450	570	570	600	225	250
250	280	100	170	170	260	260	350	350	460	460	570	150	220	220	300	300	390	390	490	490	620	620	650	250	280
280	315	110	180	180	280	280	370	370	500	500	630	170	240	240	330	330	430	430	540	540	680	680	710	280	315
315	355	120	200	200	310	310	410	410	550	550	690	190	270	270	360	360	470	470	590	590	740	740	770	315	355
355	400	130	220	220	340	340	450	450	600	600	750	210	300	300	400	400	520	520	650	650	820	820	850	355	400
400	450	140	240	240	370	370	500	500	660	660	820	230	330	330	440	440	570	570	720	720	910	910	940	400	450
450	500	140	260	260	410	410	550	550	720	720	900	260	370	370	490	490	630	630	790	790	1.000	1.000	1.030	450	500
500	560	150	280	280	440	440	600	600	780	780	1.000	290	410	410	540	540	680	680	870	870	1.100	1.100	1.130	500	560
560	630	170	310	310	480	480	650	650	850	850	1.100	320	460	460	600	600	760	760	980	980	1.230	1.230	1.260	560	630
630	710	190	350	350	530	530	700	700	920	920	1.190	350	510	510	670	670	850	850	1.090	1.090	1.360	1.360	1.390	630	710
710	800	210	390	390	580	580	770	770	1.010	1.010	1.300	390	570	570	750	750	960	960	1.220	1.220	1.500	1.500	1.530	710	800
800	900	230	430	430	650	650	860	860	1.120	1.120	1.440	440	640	640	840	840	1.070	1.070	1.370	1.370	1.690	1.690	1.720	800	900
900	1.000	260	480	480	710	710	930	930	1.220	1.220	1.570	490	710	710	930	930	1.190	1.190	1.520	1.520	1.860	1.860	1.890	900	1.000
1.000	1.120	290	530	530	780	780	1.020	1.020	1.330	1.330	1.720	530	770	770	1.030	1.030	1.300	1.300	1.670	1.670	2.050	2.050	2.080	1.000	1.120
1.120	1.250	320	580	580	860	860	1.120	1.120	1.460	1.460	1.870	570	830	830	1.120	1.120	1.420	1.420	1.830	1.830	2.250	2.250	2.280	1.120	1.250
1.250	1.400	350	640	640	950	950	1.240	1.240	1.620	1.620	2.080	620	910	910	1.230	1.230	1.560	1.560	2.000	2.000	2.470	2.470	2.500	1.250	1.400

8.9 Táblázat Beállított görgőscsapágyak radiális csapágyhézag értékei

## 8.4 Csapágyelőfeszítés

Gördülőcsapágyak üzemi körülmények között általában csekély csapágyhézaggal futnak. Bizonyos esetekben negatív csapágyhézagot szoktak előfeszítéssel alkalmazni. A negatív csapágyhézagot az előfeszítéssel tudjuk jellemezni. A ferdehatásvonalú kúpgörgős csapágyakat túlnyomó részben előfeszítéssel szerelik.

### 8.4.1 A csapágyak előfeszítésének okai

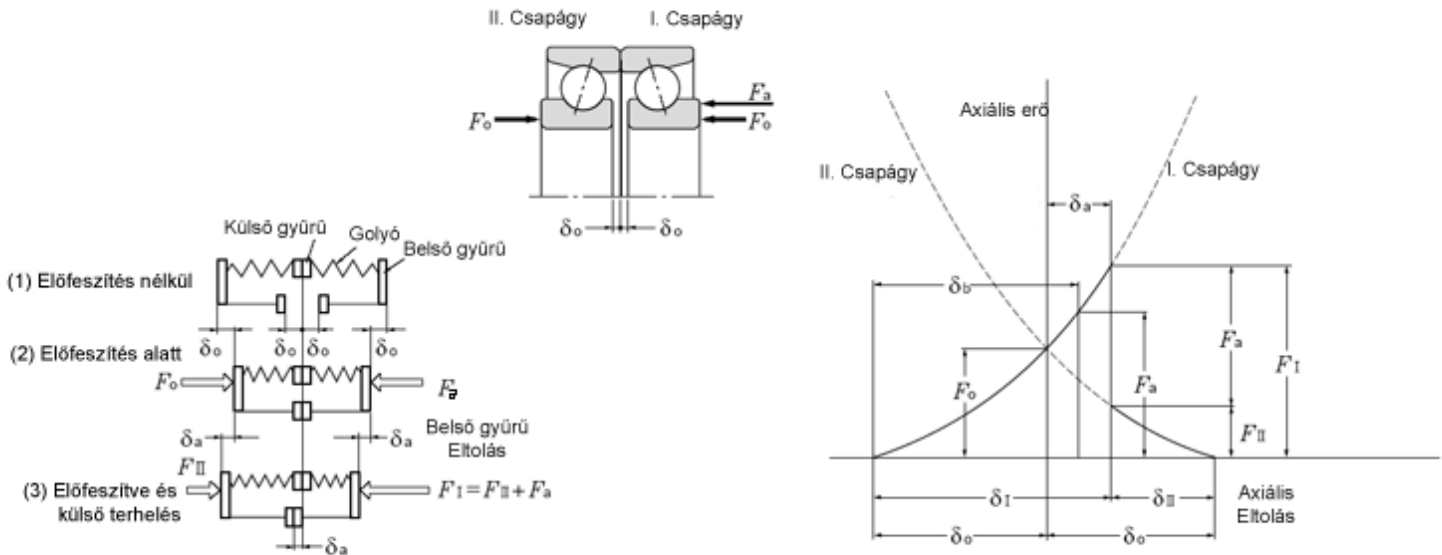
Előfeszítés során a csapágyak gördülőterhei és a futópályái a kapcsolódási zónában azonos feszültségeknek vannak kitéve, amelyek a gördülőcsapágyak rugalmas alakváltozási terébe esnek, illetve hatnak. A radiális és axiális tengelyirányban történő eltolódások külső erők behatása ellenére is ezzel kiküszöbölhetővé válnak, illetve ezeket az elmozdulásokat minimalizálni tudjuk. Ezzel a módszerrel a csapágyak merevségének növelését érjük el.

Meghatározott esetekben és feltételek között a csapágyak előfeszítésének alkalmazásával növelni tudjuk a fordulatszámot és javítani a futáspontosságot, javul a rezgésállapot, csökkenteni lehet a zajszintet, növelni lehet a csapágy merevségét, valamint egy minimális terhelést tudunk biztosítani, amely a csekély mértékben terhelt nagy fordulatszámú dolgozó csapágyak esetében megakadályozza a gördülőtestek csúszását.

Az előfeszített axiális és hengergörgős csapágyaknál ily módon kedvezőbb gördülőtest megvezetés érhető el. Gyakorta páros elrendezésű ferdehatásvonalú golyóscsapágyakat axiálisan előfeszítenek, amint azt a 8.5 ábrán is láthatjuk. Elérhetjük az előfeszítést például merev beállítással, vagy rúgóerő alkalmazásával.

## 8.4.2 A csapágyak előfeszítésének nagysága és fajtái

A 8.11 táblázatban a csapágyelőfeszítés fő módjai, célja és jellemzői találhatóak. Előre meghatározott merev előfeszítést alkalmazunk abban az esetben, amikor egy erős és egyben nagy merevségű helyzetet kívánunk létrehozni. A rugós megoldású előfeszítés előnye az, hogy a feszítés ereje állandó, ez abban az esetben is igaz, ha a tengely netán hőmérsékletváltozási hatásokra, vagy külső terhelés megváltozásán keresztül hosszirányban elmozdulást végez, vagy a csapágytávolság megváltozik. A 8.12 táblázatban normál előfeszítési értékek szerepelnek párosított ferdehatásvonalú golyóscsapágyakra. A tengelyek megvezetésének pontossági biztosítása céljából kis és közepes mértékű előfeszítéseket alkalmaznak. A közepes, vagy erősebb előfeszítés a csapágy merevségét biztosítja, javítja.



8.5 Ábra Csapágyelőfeszítés és axiális eltolás

## 8.4.3 Csapágyak előfeszítése és merevsége

A 8.5 ábrán látható, hogyan javul a csapágyak merevségi állapota az előfeszítés függvényében. Amikor a páros elrendezésű ferdehatásvonalú golyóscsapágyak belső gyűrűinek homloklülei beszerelésre kerülnek, akkor minden belső gyűrű  $\delta_o$  értékkel eltolódik.

Ezzel egy  $F_o$  axiális előfeszítési érték jelentkezik mindkét irányban. Egy külső axiális erőhatásra ( $F_a$ ) újabb axiális eltolás lép fel a I. csapágy belső gyűrűjénél, melynek értéke  $\delta_a$ .

A II. csapágy belső gyűrűje ezáltal tehermentesítve lett a I. és a II. csapágyakra ható erők megfelelnek az  $F_I$  illetve az  $F_{II}$ -nek.

Ha az  $F_a$  erő eléri, az I. csapágy  $\delta_b$  értékkel eltolódik oly módon, hogy az előfeszítés megszűnik. Mivel a  $\delta_a$  eltolódási érték kisebb, mint  $\delta_b$ , ez azt eredményezi, hogy az I. csapágy merevsége megnövekszik.

Névleges furatátmérő d mm	Csapágyazonosítók															
	78C				79C, HSB9C				70C, BNT0, HSB0C				72C, BNT2			
	kis	normál	közepes	nagy	kis	normál	közepes	nagy	kis	normál	közepes	nagy	kis	normál	közepes	nagy
- 12	-	-	-	-	-	-	-	-	20 (2)	29 (3)	98 (10)	147 (15)	20 (2)	49 (5)	98 (10)	196 (20)
12 18	-	-	-	-	-	-	-	-	20 (2)	29 (3)	98 (10)	196 (20)	20 (2)	49 (5)	147 (15)	294 (30)
18 32	10 (1)	29 (3)	78 (8)	147 (15)	20 (2)	49 (5)	98 (10)	196 (20)	29 (3)	78 (8)	147 (15)	294 (30)	49 (5)	98 (10)	294 (30)	490 (50)
32 40	10 (1)	29 (3)	78 (8)	147 (15)	29 (3)	78 (8)	196 (20)	294 (30)	49 (5)	147 (15)	294 (30)	590 (60)	78 (8)	196 (20)	490 (50)	785 (80)
40 50	20 (2)	49 (5)	98 (10)	196 (20)	39 (4)	98 (10)	245 (25)	490 (50)	49 (5)	147 (15)	294 (30)	685 (70)	98 (10)	294 (30)	590 (60)	980 (100)
50 65	29 (3)	98 (10)	196 (20)	390 (40)	49 (5)	118 (12)	294 (30)	590 (60)	98 (10)	196 (20)	490 (50)	980 (100)	147 (15)	390 (40)	785 (80)	1,470 (150)
65 80	29 (3)	98 (10)	196 (20)	390 (40)	78 (8)	196 (20)	390 (40)	785 (80)	98 (10)	294 (30)	685 (70)	1,470 (150)	196 (20)	490 (50)	980 (100)	1,960 (200)
80 90	49 (5)	147 (15)	294 (30)	590 (60)	98 (10)	245 (25)	490 (50)	980 (100)	147 (15)	390 (40)	980 (100)	1,960 (200)	294 (30)	685 (70)	1,470 (150)	2,940 (300)
90 95	49 (5)	147 (15)	294 (30)	590 (60)	98 (10)	245 (25)	490 (50)	980 (100)	147 (15)	390 (40)	980 (100)	1,960 (200)	294 (30)	685 (70)	1,960 (200)	3,900 (400)
95 100	49 (5)	147 (15)	294 (30)	590 (60)	118 (12)	294 (30)	685 (70)	1,470 (150)	147 (15)	390 (40)	980 (100)	1,960 (200)	294 (30)	685 (70)	1,960 (200)	3,900 (400)
100 105	49 (5)	147 (15)	294 (30)	590 (60)	118 (12)	294 (30)	685 (70)	1,470 (150)	196 (20)	590 (60)	1,470 (150)	2,450 (250)	390 (40)	980 (100)	2,450 (250)	4,900 (500)
105 110	78 (8)	196 (20)	490 (50)	980 (100)	118 (12)	294 (30)	685 (70)	1,470 (150)	196 (20)	590 (60)	1,470 (150)	2,450 (250)	390 (40)	980 (100)	2,450 (250)	4,900 (500)
110 120	78 (8)	196 (20)	490 (50)	980 (100)	147 (15)	390 (40)	880 (90)	1,960 (200)	196 (20)	590 (60)	1,470 (150)	2,450 (250)	390 (40)	980 (100)	2,450 (250)	4,900 (500)
120 140	98 (10)	294 (30)	590 (60)	1,270 (130)	196 (20)	490 (50)	980 (100)	2,450 (250)	294 (30)	785 (80)	1,960 (200)	3,900 (400)	490 (50)	1,470 (150)	2,940 (300)	5,900 (600)
140 150	147 (15)	390 (40)	785 (80)	1,470 (150)	245 (25)	685 (70)	1,470 (150)	2,940 (300)	294 (30)	785 (80)	1,960 (200)	3,900 (400)	490 (50)	1,470 (150)	2,940 (300)	5,900 (600)
150 160	147 (15)	390 (40)	785 (80)	1,470 (150)	245 (25)	685 (70)	1,470 (150)	2,940 (300)	490 (50)	980 (100)	2,450 (250)	5,900 (600)	685 (70)	1,960 (200)	4,400 (450)	7,850 (800)
160 170	147 (15)	490 (50)	980 (100)	1,960 (200)	245 (25)	685 (70)	1,470 (150)	2,940 (300)	490 (50)	980 (100)	2,450 (250)	5,900 (600)	685 (70)	1,960 (200)	4,400 (450)	7,850 (800)
170 180	147 (15)	490 (50)	980 (100)	1,960 (200)	294 (30)	880 (90)	1,960 (200)	3,900 (400)	490 (50)	980 (100)	2,450 (250)	5,900 (600)	685 (70)	1,960 (200)	4,400 (450)	7,850 (800)
180 190	196 (20)	590 (60)	1,270 (130)	2,450 (250)	294 (30)	880 (90)	1,960 (200)	3,900 (400)	590 (60)	1,470 (150)	3,450 (350)	6,850 (700)	785 (80)	2,450 (250)	4,900 (500)	9,800 (1,000)
190 200	196 (20)	590 (60)	1,270 (130)	2,450 (250)	490 (50)	1,270 (130)	2,940 (300)	5,900 (600)	590 (60)	1,470 (150)	3,450 (350)	6,850 (700)	785 (80)	2,450 (250)	4,900 (500)	9,800 (1,000)

Megjegyzés: a GL/GN/GM/GH kiegészítő jelek kis, normál, közepes és nagy előfeszítéseket jelentenek

8.12 Táblázat Általános előfeszítési értékek ferdehatásvonalú golyóscsapágyaknál

◀ Előző fejezet

▲ Vissza a tartalomhoz

Következő fejezet ▶▶



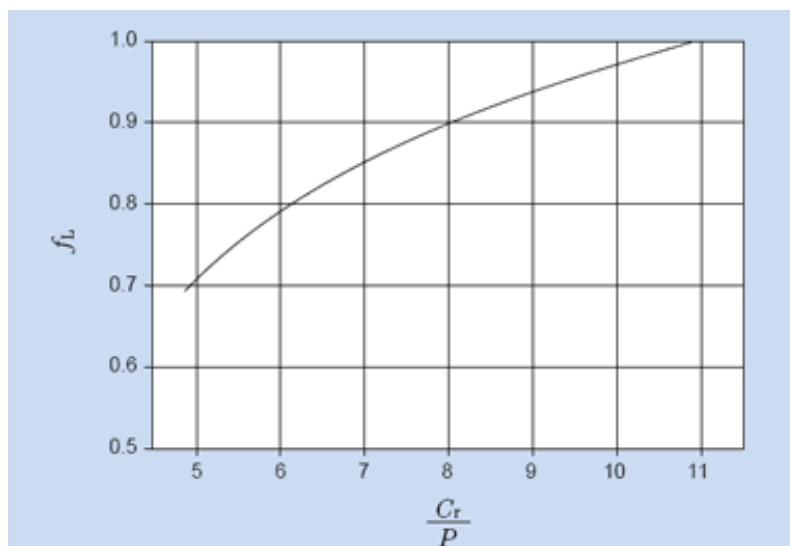
## 9. Határfordulatszámok

A surlódási hő keletkezése miatt az emelkedő fordulatszámokkal arányosan az üzemi hőmérséklet is emelkedni fog. Ha most már a hőmérséklet egy meghatározott értéket túllép, akkor a kenőanyagok elvesztik kenési képességüket és a csapágyak funkcióját kedvezőtlenül befolyásolja. Ezért azt a maximális fordulatszámot, amelyben a csapágy azonos viszonyok szerint képes futni anélkül, hogy egy meghatározott üzemi hőmérsékletet túllépne, határfordulatszámunk nevezünk. A megengedett határfordulat alapvetően a csapágy fajtájától, nagyságrendjétől, a kosár konstrukciójától, a terhelés nagyságától, a kenéstől és a hőelvezetéstől függ. A csapágytáblázatokban szereplő határfordulatszámok olaj és zsírkenés esetén érvényesek NTN normál kivitelű csapágyakra normál üzemi körülmények mellett, feltételezve a szakszerű beépítést, továbbá azt, hogy a kenés márkás kenőanyagokkal szakszerűen, előírászerűen a megfelelő mennyiségben megtörténik. Ugyancsak feltételezzük a normál terhelést ( $P \leq 0,09 \leq C_L \cdot F_d /$

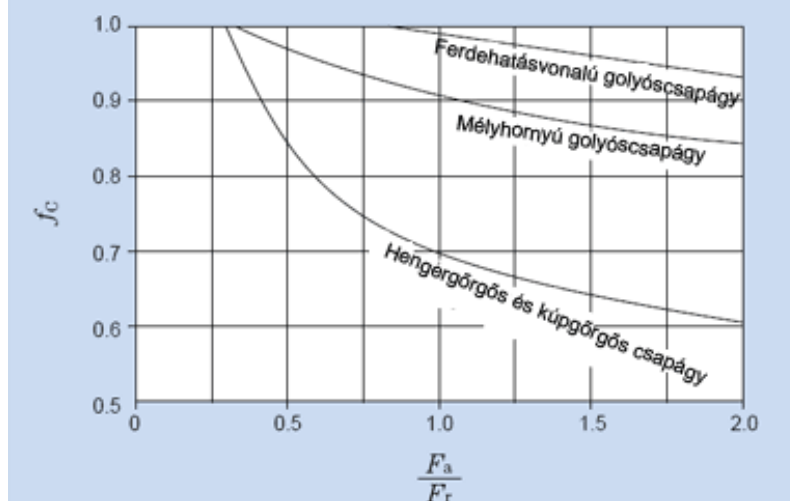
$F_r \leq 0,03$ ). Golyóscsapágyak

esetén a határfordulatszámot érintkező tömítéses kivitelnél LLU-kivitelben az érintkező tömítés kerületi sebessége határozza meg.

Olyan csapágyak határfordulatszámait, amelyek megnövelt terheléssel futnak, terhelési tényezők figyelembevételével  $f_L$  és  $f_c$



9.1 Ábra Terhelési tényező  $f_L$   $C/P$ -től függően



9.2 Ábra Terhelési tényező  $f_c$   $F_d/F_r$ -től

kell a 9.1 és 9.2 csapágytáblázatok alapján megállapítani. Olyan radiális csapágyaknál, melyek függőleges tengelyen helyezkednek el, a kenőanyag-elosztás és kosárvezetés miatt kedvezőtlenebb körülmények hatnak, mint a vízszintes elrendezésű tengelyek esetében.

Ezeknél az eseteknél a biztonsággal megengedhető határfordulatszámot a táblázati értékek 80 %-ára kell korlátozni. Olyan esetekben, melyekre az itt feltüntetett adatok nem nyújtanak információkat, az NTN visszakerdezésre szívesen ad további útmutatásokat. A megadott határfordulatok értékeit megnövelt pontosságú csapágyak esetében túl lehet lépni abban az esetben, ha bizonyos előfeltételek teljesülnek. Ezek többek között a meghatározott kosárkonstrukciók, valamint csapágyanyagok, továbbá speciális intézkedések, mint például a fentiekben említettek végrehajtása. Célszerű minden esetben az NTN konzultációja, amikor nyilvánvalóan a táblázati értékek túllépésre kerülnek.

## 10. Súrlódás és melegedés

### 10.1 Súrlódás

A gördülőcsapágyak egyik fontos jellemzője a kis súrlódási tényező. Különösen az induláskor a gördülőcsapágyaknál fellépő súrlódás lényegesen kisebb, mint a csúszócsapágyak esetében. A súrlódási szám gördülőcsapágyakra  $\mu$  túlnyomórészt a terheléstől, csapágyfurattól és a súrlódási nyomatéktól függően, a (10.0) képlettel kiszámítható.

$$\mu = \frac{2M}{Pd} \dots\dots\dots(10.1)$$

- $\mu$ : Súrlódási szám
- M: Súrlódási nyomaték, Nmm
- P: csapágyterhelés, N
- d: furatátmérő, mm

Bár a súrlódási szám  $\mu$  többek között a terheléstől, kenési körülményektől és fordulatszámától is függ, a 10.1 táblázat segítségével megközelítőleg megállapítható és alkalmazható különféle csapágyakra ez a súrlódási szám.

Csapágyfajták	Súrlódási szám $m \times 10^{-3}$
Mélyhornyú golyóscsapágy	1.0-tól 1.5-ig
Ferdehatásvonalú golyóscsapágy	1.2-től 1.8-ig
Beálló golyóscsapágy	0.8-tól 1.2-ig
Hengergörgős csapágy	1.0-tól 1.5-ig
Tűgörgős csapágy	2.0-tól 3.0-ig
Kúpörgős csapágy	1.7-től 2.5-ig
Beálló görgőscsapágy	2.0-tól 2.5-ig
Axiális golyóscsapágy	1.0-tól 1.5-ig
Axiális görgőscsapágy	2.0-tól 3.0-ig

### 10.2 Hőfejlődés, melegedés

Megközelítőleg minden súrlódási veszteséget a csapágyaknál hőfejlődésre vonatkoztatva értünk, ami a hőmérséklet megemelkedéséhez vezet. A hőfejlődés értékét a súrlódási veszteségek alapján durván a (10.2) képlet segítségével tudjuk kiszámítani.

$$Q = 0.105 \times 10^{-6} M n \dots\dots\dots(10.1)$$

- Q: Hőmennyiség, kW
- M: Súrlódási nyomaték, Nmm
- n: fordulatszám, 1/perc

Egy csapágy üzemi hőmérsékletének emelkedése a csapágyban keletkezett és az abból elvezetett hőmennyiség különbsége. Gyakorlati tapasztalatok alapján az első üzembe helyezések során először gyorsan nő

a csapágy üzemi hőmérséklete, majd ezt követően lelassul a melegedés, végül általában egy állandó hőmérsékleten tartás következik be.

Ennek az állandó értéknek az eléréséig szükséges időtartam általában a csapágyban keletkező hőmennyiségtől, a ház és egyéb elemek hőelvezetésétől, a hőelvezető felületek méreteitől és tömegétől a jelenlévő kenőanyagok mennyiségétől, végül a környezeti hőmérséklettől függ.

Ha a hőmérséklet állandóan emelkedik, így nem áll be a tehetetlenségi hőfok, ebben az esetben arra kell következtetnünk, hogy valamilyen funkcionális hiba van a rendszerben. Ez a következő okokra vezethető vissza: pillanatnyi terhelések, túl kis csapágyhézag, túl magas csapágy-előfeszítés, nagyon kevés, vagy túl sok kenőanyag jelenléte, idegen anyagok jelenléte a csapágyban, melegedés tömítés, vagy egyéb géprészek súrlódása miatt.

---

 Előző fejezet

 Vissza a tartalomhoz

Következő fejezet 

# 11. A kenés

## 11.1 Gördülőcsapágyak kenése

Annak érdekében, hogy a gördülőcsapágyak gördülőtestei, a futópályák és a kosár között fémes érintkezés ne léphessen fel, a csapágyakat folyamatosan kenni szükséges. Ezt egy állandó olajfilmréteg biztosításával lehet a gyakorlatban megvalósítani zsírkenés esetében is, ami azután ezeket az érintkezési helyeket a kenőanyag által képzett filmmel egymástól elválasztja. Ezen túlmenően a kenőanyagok további feladatai a következők:

1. A súrlódás és a kopás csökkentése
2. Hőelvezetés
3. A felhasználhatóság idejének meghosszabbítása
4. Korrózióvédelem
5. Idegen anyagok a csapágyba kerülése elleni védelem.

Az adott üzemi feltételek figyelembevételével mellett minden csapágyfajtára az adott csapágyak megfelelő kenőanyagokat kell alkalmazni. Alapfeltétel a megfelelő minőségű megbízható kenőanyagok felhasználása. Ezen felül egy hatékony csapágy-tömítettségi megoldás is szükséges, ami az idegen anyagoknak a csapágykamrába történő bejutása ellen nyújt megfelelő védelmet, így például por, víz, stb. a kenőanyagokkal való érintkezése ellen, valamint biztosítja a megfelelő tömítettséget megakadályozva azt is, hogy a kenőanyagok a csapágyból eltávozhassanak.

A gördülőcsapágyak kenéséhez a gyakorlatban túlnyomó részben zsírokat és olajokat alkalmaznak. Speciális esetekben szilárd kenőanyagok felhasználására is sor kerülhet, mint például a molibdén-szulfidos grafit, vagy egyéb alkalmazható szilárd kenőanyagok.

## 11.2 Zsírkenés

Mivel ma már világméreteken a nagy megbízhatóságú kenőanyagok rendelkezésre állnak, a csapágyak tömítési feladatai nem jelentenek komolyabb problémát, anyagi ráfordítást. A gördülőcsapágyakat általában zsírkenéssel látják el.

### 11.2.1 Zsírok és tulajdonságaik

A zsírok bázisát jelentős részben ásványi és szintetikus lapolajok alkotják. Sűrítési célokra szappanokat és egyéb adalékanyagokat használnak fel. Az egyes kenőanyagok fontosabb tulajdonságait három összetevővel határozhatjuk meg: Az alapolaj, a sűrítőanyagok, és az adalékanyagok. Néhány standard kenőanyagot és tulajdonságait feltüntetjük a 11.1 táblázatban. Mivel a zsírok, kenőanyagok tulajdonságaiban az egyes gyártóktól függően bizonyos eltérések mutatkoznak, ajánljuk, hogy minden esetben, mielőtt a kenőanyag kiválasztásra kerül, a gyártók által közölt adatokat alaposan ellenőrizzék.

### 11.2.2 Alapolajok

Kenési feladatokhoz természetes és szintetikus olajokat, például szilikonolajat, florolajat, diészter olajokat alapolaj céljából egyaránt alkalmaznak. Az alapolajok minőségét és fajtáit főleg a kenőzsír jellemzői határozzák meg. Magas fordulatszámok és alacsony üzemi hőmérséklet esetében az alacsony viszkozitású alapolajokból készülő kenőzsírok a legalkalmasabbak. Ezzel szemben a magas viszkozitással rendelkező alapolajokból készült kenőanyagok magas terheléseknél igen kedvezően viselkednek.

### 11.2.3 Sűrítőanyagok

A kenőanyag zsírállaga keménységének biztosítása érdekében az alapolajokat sűrítő anyagokkal vagy szappanokkal keverik. Sűrítéshez fémszappanokat, például lítium-, nátrium-, káliumszappanokat alkalmaznak. Ezekon kívül léteznek szerves sűrítőanyagok, ilyenek például a betonit, kovasavgél, stb. és szerves sűrítőanyagok, mint például a poliurea, valamint a fluorszén, stb. A sűrítőanyagok befolyásolni képesek a kenőzsírok speciális tulajdonságait, így az üzemi hőmérsékletet, mechanikus stabilitást, a vízállóságot, stb. A nátriumszappanok nem különösebben vízállóak, míg a fémes sűrítőanyagokkal előállított kenőanyagok, poliurea, betonit, általában kedvezően viselkednek a magas üzemi hőmérsékleteken.

#### 11.2.4 Adalékanyagok

A kenőanyagokhoz különböző adalékanyagokat kevernek annak érdekében, hogy azt meghatározott tulajdonságokkal ruházzák, fel. Például jól ellenálljon az oxidációs folyamatoknak, a magas nyomásnak, (EP-adalékok), biztosítson kedvező korrózióellenállást. Magas üzemi hőmérsékleteknél vagy olyan csapágycsoportokban, melyek nem utánkenhetőek, olyan kenőzsírokat szükséges alkalmazni, hogy annak feljavításával emeljük oxidációval szembeni ellenállóképességét a felhasználás során.

#### 11.2.5 Állag, sűrűség

Az egyes kenőanyagok különböző állagúak az NLGI, (National Lubricating Grease Institute) besorolása szerint. Az NGGI-értékek megadják az egyes zsírok konzisztenciaértékeit, minél magasabb a szám, annál keményebb a kenőanyag. Az állagot az alapolaj és a sűrítőolaj keverési aránya szabja meg. Gördülőcsapágyknál leginkább az 1,2 és a 3 számokkal jelzett konzisztenciának megfelelő kenőanyagokat szokták alkalmazni. A 11.2 Táblázatban javasolunk különböző felhasználási esetekre alkalmazható konzisztenciaosztályokat.

#### 11.2.6 Kenőzsírok keverhetősége

Az egyes kenőzsírok keveredése következtében azok állaga megváltozik, a konzisztenciájuk általában csökkenést mutat, a felhasználhatósági üzemi hőmérsékletek is általában csökkennek, valamint további zsír tulajdonságok fognak megváltozni. A különféle alapolajokkal, illetve sűrítőanyagokkal előállított kenőanyagok összekeverése alapvetően kerülendő. Az különböző gyártók által szállított kenőzsírok keverése úgyszintén kerülendő, mivel ezek más-más adalékanyagokat tartalmaznak. Ha valamilyen kifejezetten elkerülhetetlen okból kifolyólag a keverés szükségessé válna, arra kell törekedni, hogy legalább a felhasznált alapolaj legyen azonos és azonos sűrítőadalékot tartalmazzon a keverék, bár még ilyen esetben is bizonyos tulajdonságok elváltozásával kell számolni.

#### 11.2.7 Kenőanyag mennyisége

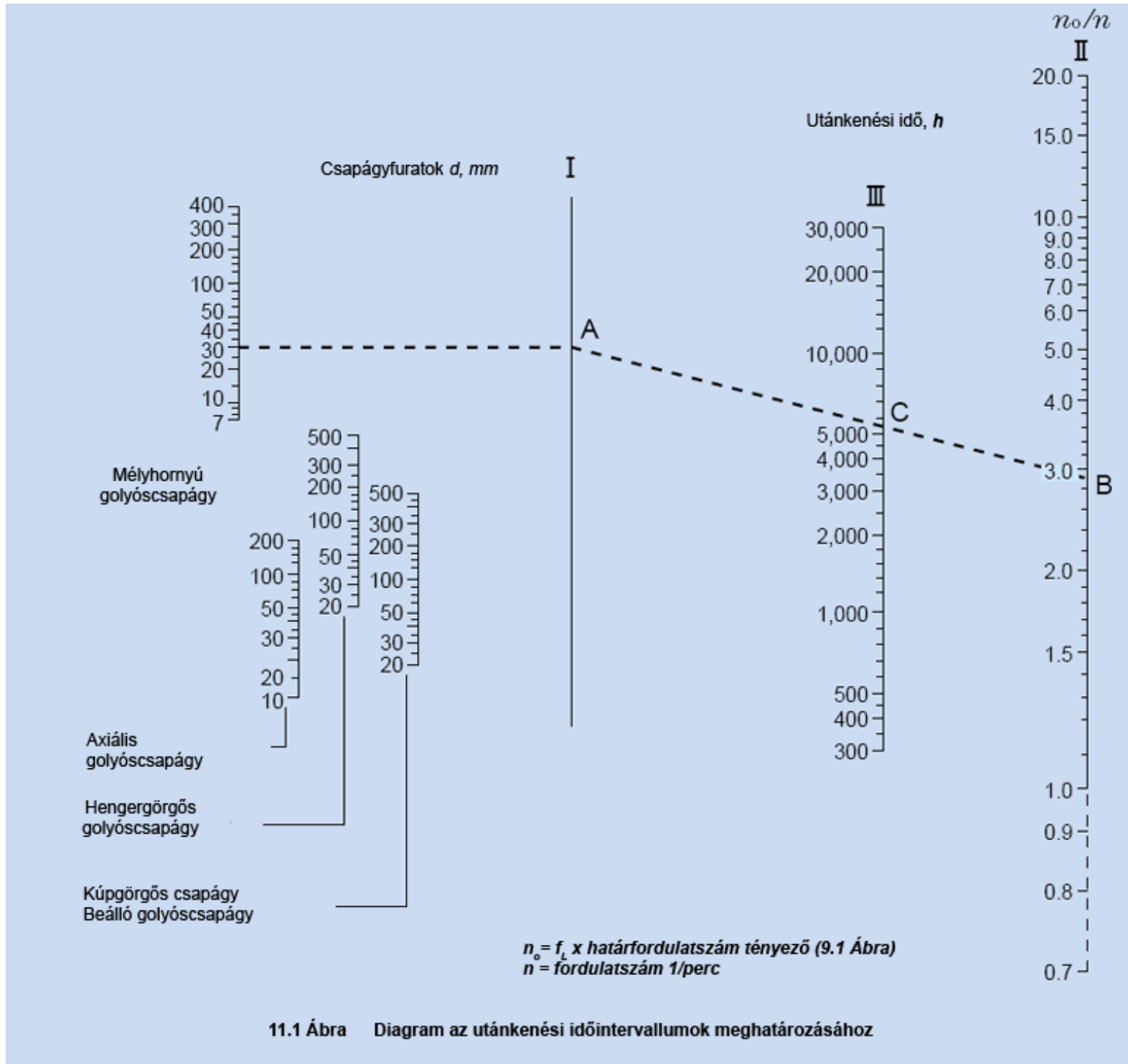
Az első keverésnél szükséges kenőzsír mennyisége az alkalmazási esettől és további sokféle konstrukciós jellemzőtől függ, például a ház geometriai méreteitől, formájától, a csapágy fordulatszámától, a zsírkenés fajtájától. Mint általános irányelvet elfogadhatjuk azt, hogy a házban kenésre rendelkezésre álló tér 30-60 százalékát szükséges kenőanyaggal kitölteni. Ha magas fordulatszámokkal állunk szemben, az üzemi hőmérséklet pedig alacsony szinten tartandó, csökkentenünk kell az alkalmazott kenőanyag mennyiségét. Ha több a kenőanyag a szükségesnél, a kenőanyag felesleges mozgásokat okozva a rendszerben hőmérsékletemelkedést eredményez. Ennek a hatására a konzisztencia csökken, ez pedig a tömítések mentén a kenőanyag kiáramlásához vezet. Ezen a kenőanyagfeleslegből eredő problémán javítani lehet az adott esetben egyes zsír tulajdonságok megváltoztatásával, például a kenőanyag oxidációs képességének csökkentésével, ezzel lényegében az anyag kenési képességét csökkentjük le, elősegítve az előbb említett probléma részbeni kiküszöbölését.

#### 11.2.8 Utánzsírzás

Amennyiben az egyes zsírások közötti időtartam rövidebb, mint a csapágy élettartama, utánzsírzás válik szükségessé, az utánzsírzási időpontok illetve időintervallumok többek között függnak a csapágy fajtájától, nagyságától a fordulatszámtól, az üzemi hőmérséklettől és természetesen a szóban forgó kenőanyag felhasználhatósági időtartamától. A 11.1 Ábra egy diagramot szemléltet az utánkenések



becsült időintervallumaira vonatkozóan standard kivitelekét véve alapul normál üzemi körülmények mellett. Általánosságban azt lehet mondani, hogy az utánkenési intervallum csökken a 80 °C feletti üzemi hőmérsékleteknél, nagyjából 10 fokoskénti túllépések esetén körülbelül a felére.



## 11.3 Olajkenés

Általában a magas üzemi hőmérsékletek és fordulatszámok esetén az olajkenés a célszerűbb megoldás, szemben a zsírkenéssel. Az Olaj a keletkezett és a külsőleg hozzávezetett hőt kedvezőbben tudja elvezetni, mint a zsír.

### 11.3.1

1.Olafürdő kenési forma. Az olajfürdős kenési módozat az olajkenés legegyszerűbb formája, az az egyetlen fontos feladat, hogy mindenkor az olajállás szintjét pontosan és megbízhatóan ellenőrizni lehessen.

A tengely vízszintes elrendezése esetében és álló helyzetben az olajsztint normál esetet és körülményeket véve alapul, a legalul elhelyezkedő gördülőtest közepéig kell, hogy érjen. Magát a házat azonban olymódon kell kivitelezni, hogy az előre megválasztott olajsztint ne változzék meg az üzemelés folyamán, továbbá álló helyzetben és üzemi állapotban az olajsztint egyaránt könnyen leolvasható legyen olajállásmutató segítségével.

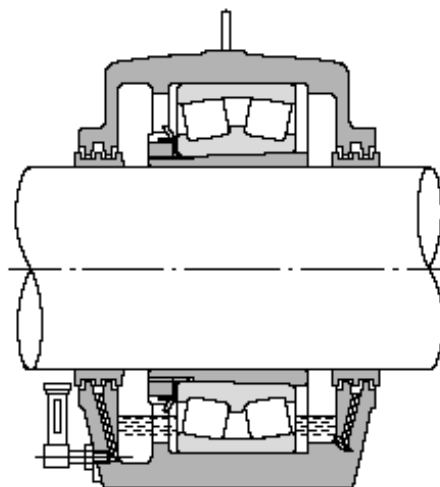
(11.2 Ábra)

A függőleges tengelyelrendezések és relative alacsony fordulatszámok esetében a csapágyak gördülőtesteit körülbelül 50-től 80 %-ig kell olajfürdőbe meríteni.

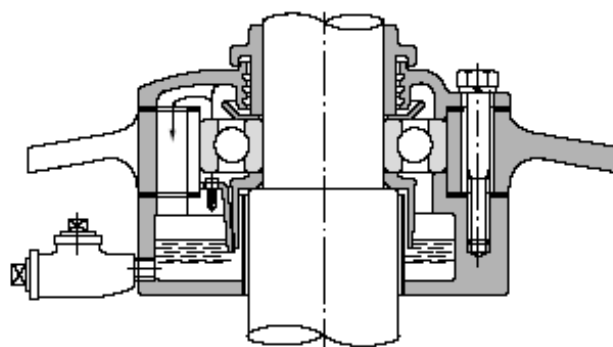
Ha mégis magas fordulatszámokkal állunk szemben, illetve páros elrendezésben a függőlegesen elhelyezkedő tengelyen vannak a csapágyak elhelyezve, akkor úgynevezett olajkeringetési, vagy csepegtető, olajködkenő rendszert célszerű választani.

2.Olajszóró kenési rendszer

Az olajszórás elvén alapuló kenési módszer esetében szórógyűrű segítségével, vagy egyéb gépelemekkel, amelyek a tengelyen vannak elhelyezve tudunk az olajra úgy hatni, hogy az az üzemi állapotban az olajsztint alatt elhelyezkedve az olajat a csapágyra szórja anélkül, hogy maga a csapágy az olajba merülne. Ez az olajszóró módszer a relative magas fordulatok kedvező formája. A 11.3 ábrán egy függőlegesen elhelyezett tengelyen kúpos olajszóró gyűrűt találunk a csapágy alatt. Ez a gyűrű az olajteknőbe bemerülve üzemi állapotban a kúpos külső felületén keresztül az olajat a csapágyhoz képes juttatni.



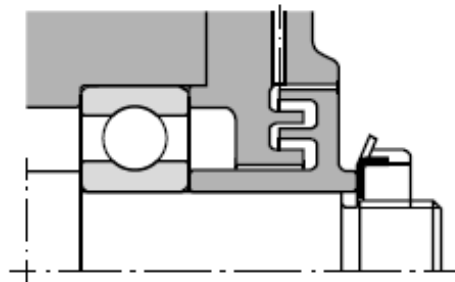
11.2 Ábra Olajfürdős olajozási rendszer



11.3 Ábra Szóróolajkenés

### 3. Csepegtető olajozási eljárás

Magas fordulatszámoknál, kis és közepes terhelések esetén a 11.4 ábrán bemutatott csepegtető olajozási eljárást látjuk. Egy, a csapágy felett elhelyezett olajtartályból az olaj csepp-formában jut el a forgó gépelemre, ahol szétporlik és olajköd formájában kerül a csapágyhoz. Olajcseppeket a csapágyba közvetlenül is be tudunk vezetni. Ebben az esetben az igényelt olaj mennyisége a csapágyak fajtától, nagyságrendjétől függően általában percenként néhány csepp olajat tesz ki.



12.4 Ábra Axiális labirint-tömítés

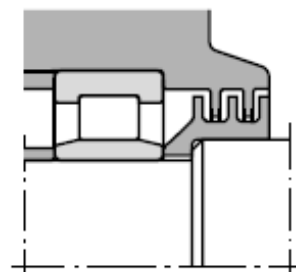
### 4. Keringtető olajkenés

Ezt a módszert túlnyomó részben központi olajozási és hőelvezetési feladatokhoz alkalmazzák.

Ennek abban mutatkozik meg az előnye, hogy az olajat hűtőn és a szűrőn is keresztülveteti, ezáltal megoldható a hőmérséklet szabályozása és a tisztaság biztosítása a rendszerben.

Igen fontos az, hogy az olajfuratok kellő méretekkel rendelkezzenek annak érdekében, hogy az olaj miután már a csapágyon keresztüljutott, torlódási jelenségek fellépte nélkül tudja a csapágykamrát elhagyni.

Az olaj el- illetve hozzavezetési helye a csapágy egy-egy oldalán egymással szemben kell elhelyezkedjen. A csapágyolaj elvezetésére szolgáló nyílást a lehető legnagyobb mértékben célszerű megválasztani, hátul az olaj megfelelő elszívásának érdekében, lásd a 11.5 ábrát. A 11.6 ábrán keringtetőolajzás látható, a tengely függőleges elrendezése mellett, amelynél az olaj egy szállítócsiga közreműködésével felülről vezeti be az olajat a keringtető vezetéken keresztül a csapágyhoz.

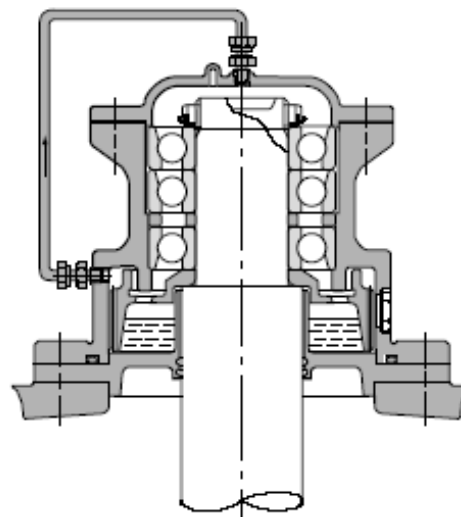


12.5 Ábra Radiális labirint-tömítés

### 5. Centrifugális olajkenés

A 11.7 ábra szállító keringtető tárcsát ábrázol, ami belemerül az olajteknőbe. A centrifugális erő elvén magas fordulaton az olaj egy bevezető csőbe jut, ami a csapágy felett található, majd onnan a csapágyba kerül.

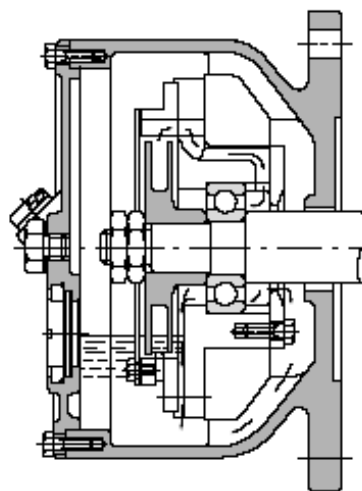
Ezt a rendszert csak igen magas fordulatszámok mellett tudjuk csapágykenési célokra alkalmazni, például rakodóknál, szupertöltőknél.



11.6 Ábra Keringtető olajkenés

### 6 Olajködkenés

Sűrített levegőnyomás alkalmazásával a kenőolajat diszpergálják és a csapágyhoz juttatják be. Ennek a módszernek az ezt jellemző igen alacsony kenőanyag-ellenállás miatti alkalmazása különösen a magas fordulatszámokon dolgozó csapágyaknál kedvező. Amint azt a 11.8 ábra szemlélteti, ennek a módszernek a segítségével egyidejűleg több csapágy is kenőanyaggal látható el. Emellett az olajfelhasználás mértéke igen csekély.



## 7. Olaj-levegő kenés

Olaj - levegő kenési módszerrel előre meghatározható kis mennyiségű olajat lehet tervezett időközökben az olajozási helyre juttatni. A 11.9 ábra szerint az egyes csapágyakhoz sűrített levegő közbeiktatásával juttatják el az olajat meghatározott mennyiségben.

Mivel állandóan friss olajat szállítanak, idegen anyag nem juthat be a rendszerbe. A sűrített levegő hűtőhatására a csapágymelegedés nem jelentős. Miután az olajfelhasználás is kismértékű, a rendszer környezetvédelmi szempontokból is kedvezőnek mondható.

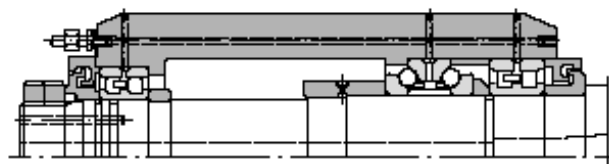
## 8. Olaj-befecskendezéses kenési eljárás

Ennél az olajozási eljárásnál az olajat magas nyomáson oldalról közvetlenül a csapágyba az olajozási helyre fecskendezi be a rendszer. Ez a kenési módozat magas hőmérsékleteken és kedvezőtlen üzemi feltételek mellett, valamint csapágyak magas fordulatszámainál jól bevált az eddigi gyakorlatban. Ezt a módszert alkalmazzák például gázturbináknál, sugárhajtóműveknél, de vannak további felhasználási területei is általában ott, ahol a legmagasabb fordulatszámok mellett üzemelnek a csapágyak. Praktikus esetben a  $d$ ,  $n$  érték körülbelül  $2,5 \cdot 10^6$ .

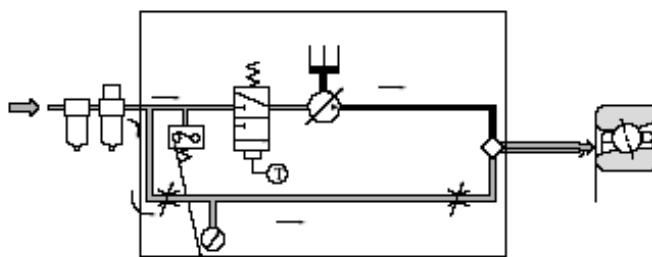
Az olajat egy fúvókán keresztül fecskendezik a csapágyba, más esetekben a tengelyen keresztül is megtörténhet az olaj bevezetése, majd a centrifugális erő elvén az olaj furatokon keresztül jut a kenési helyekre.



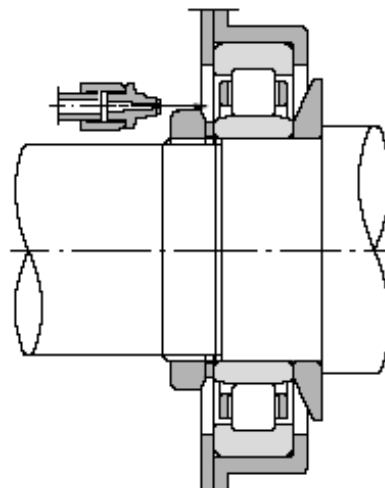
11.7 Ábra Centrifugális elven működő olajkenés



11.8 Ábra Olajködkenés



11.9 Ábra Olaj-levegő kenés



11.10 Ábra Oljbefecskendezéses kenési eljárás

## 11.3.2 Kenőolajok

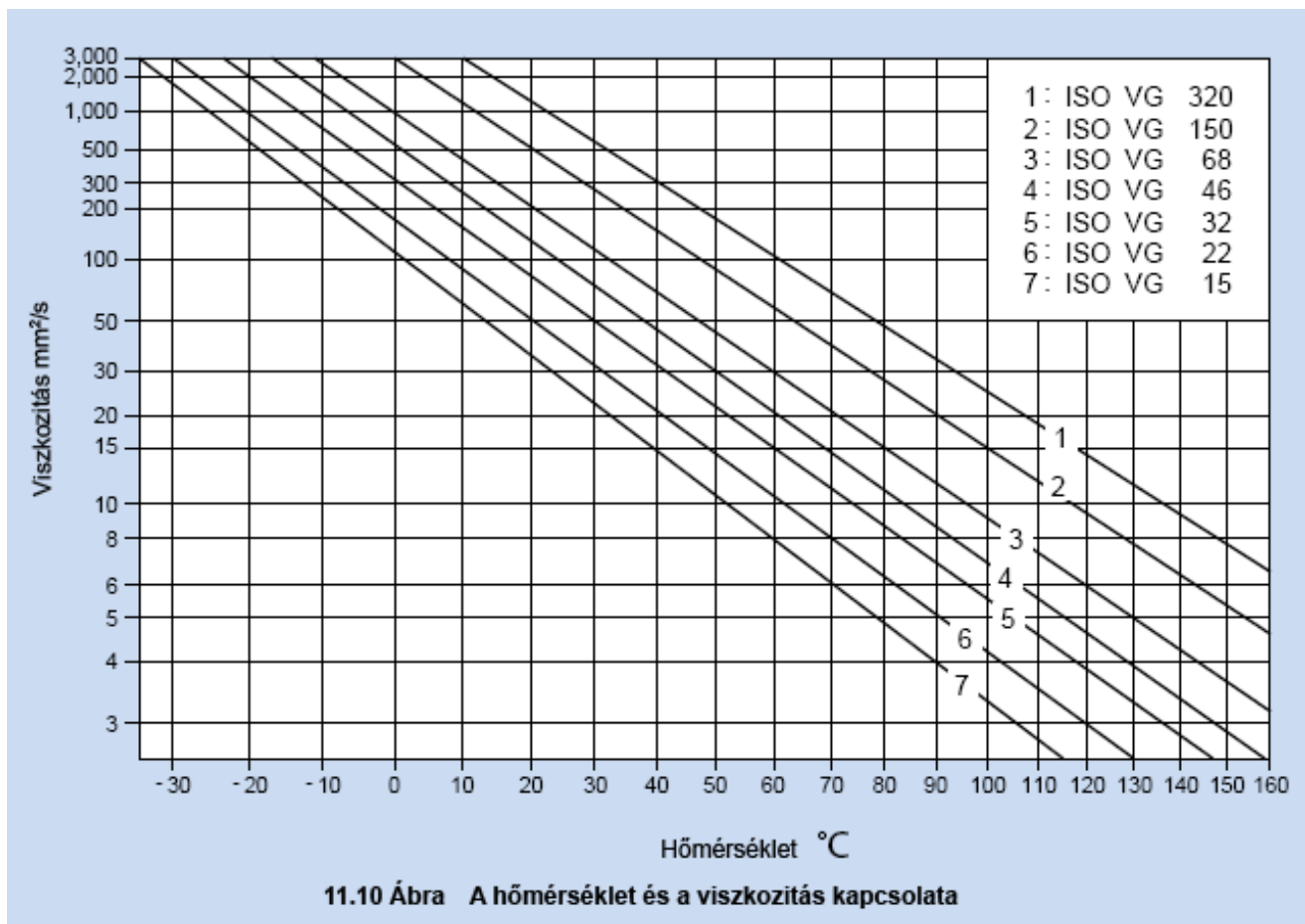
A gördülőcsapágyak kenési céljaira túlnyomó részben normál körülmények között ásványi olajokat alkalmaznak, melyeket orsóolajnak, gépolajnak, vagy turbinaolajnak neveznek és ezeken a neveken is

hozzák forgalomba. Igen alacsony hőmérsékleteknél,  $-30\text{ °C}$  alatt, illetve magas hőmérsékleteknél, így  $150\text{ °C}$  felett előtérbe kerül a szintetikus olajok jelentősége, melyek a sziszterolajok, szilikon- és fluorolajok.

A hőmérsékletfüggő viszkozitás a legfontosabb kenőanyag-tulajdonság és döntő annak kenhetőségi képességére. Az alacsony viszkozitású kenőolajok nem képesek elfogadható hordképességgel rendelkező olajfilm kialakítására úgy, hogy a gördülőtestek és a pályáik közötti fémes érintkezés elkerülhetetlenné válik, ami azután előbb-utóbb maradandó csapágykárosodáshoz vezethet. Ha a viszkozitás túl magas, abban az esetben megnő a sűrűdési veszteség és a sűrűdési hő keletkezésével nő a csapágyemelegedés mértéke is. Általánosan azt kell megállapítani, hogy gyors fordulaton dolgozó csapágyak esetében inkább az alacsony viszkozitású a magas terheléseknél pedig inkább a magas viszkozitású olajok jönnek elsősorban számításba.

A 11.3 táblázatban az üzemi hőfoknál minimálisan elvárt viszkozitási értékek vannak az egyes kenőolajra vonatkozóan feltüntetve különféle csapágyakhoz. A 11.11 diagramból látható, hogyan változik meg a különböző üzemi hőfokokon a viszkozitás értéke különféle olajok esetében.

A kenőolaj kiválasztása során a 11.4 táblázat segítségével az esetek többségében meg lehet állapítani, milyen viszkozitású olaj kell egy meghatározott üzemi feltétel esetén.



A csapágy üzemi hőmérséklete °C	dn-érték	Kenőolaj-viszkozitás mm <sup>2</sup> /mp		Csapágyfajta
		Normál terhelés	Nehéz terhelés, Lökésterhelés	
-30 ~ 0	Határfordulatszámig	22, 32	46	Minden csapágyfajta
0 ~ 60	15,000 Up to	46, 68	100	
	15,000 ~80,000	32, 46	68	
	80,000 ~150,000	22, 32	32	
60 ~ 100	150,000 ~500,000	10	22, 32	Egysoros radiális goly. csap., hengergörgős csap.
	15,000 Up to	150	220	Minden csapágyfajta
	15,000 ~80,000	100	150	Kivéve axiális golyóscsapágyak
	80,000 ~150,000	68	100, 150	Egysoros radiális goly. csap., hengergörgős csap.
150,000 ~500,000	32	68		
100 ~ 150	Határfordulatszámig	320		Minden csapágyfajta
0 ~ 60		46, 68		Beálló görgőscsapágyak
60 ~ 100		150		

Megjegyzés: Olajfürdős, illetve olajkeringetési kenési módokatnál

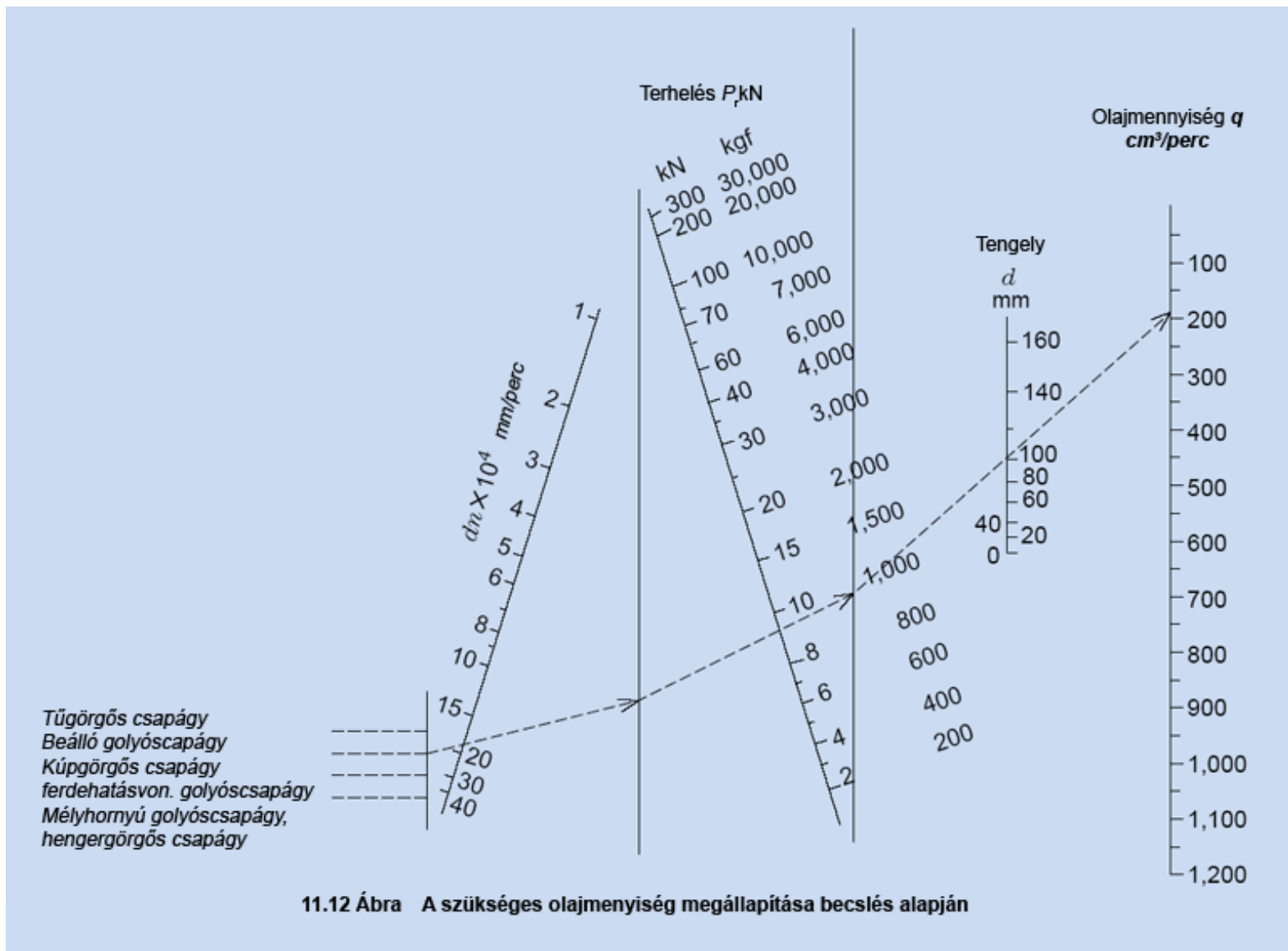
#### 11.4 Táblázat A kenőolaj kiválasztása

### 11.3.3 A Kenőolaj mennyisége

Azoknál a kenési rendszereknél, melyeknél a kenőanyagok nyomás útján kerülnek a kenési helyre, általában egyensúlyt lehet tartani a rendszerben keletkező hőfejlődés, mely a csapágyak futása és egyéb hőforrások hatására keletkezik és az olaj, csapágyház és részei által elszívott hő mennyisége között. Az ehhez szükséges olajmennyiséget hozzávetőlegesen a 11.12 ábra diagramjának felhasználásával tudjuk megállapítani.

Mivel a ház által elvezetett hő mennyisége a ház kialakítási formájának függvénye, a 11.1 képlettel megállapított olajmennyiségeket egy 1,5 -től 2,0 -ig terjedő tényezővel meg kell szorozni. Később, a próbaüzemelés során az adott helyzetnek megfelelően ezt a mennyiséget megfelelő mértékkel csökkenteni lehet. Ha a szükséges kenőanyag-mennyiség megállapítása során abból indulunk ki, hogy a ház hőt nem von el, akkor az azt jelenti, hogy a teljes keletkezett hőmennyiséget az olajkenés kell, hogy kompenzálja. A "0" pontot függőlegesen a "d" tengelyátmérőhöz a 11.12 ábránál hozzáigazítjuk attól függetlenül, hogy a tényleges tengelyátmérő hány mm.





### 11.3.4 Olajcsere

Az az időintervallum, aminek elteltével a kenőolajat cserélni szokták, függ az üzemi körülményektől, az olajmennyiségétől, valamint az alkalmazott olajfajtától. Általánosságban azt lehet mondani, hogy olajcserére - normál körülmények között - évente van szükség és az üzemi hőmérséklet nem emelkedik  $50^\circ\text{C}$  fölé. Magasabb üzemi hőmérsékletek esetén  $80 - 100^\circ\text{C}$  között például minimálisan 3 havonta kell az olajcserét végrehajtani.

Fontos aggregátok esetében ezt az időintervallumot részletesen elemezni szokás, megvizsgálandó az, hogy az olaj az adott időpontban még megfelelő kenőképességekkel rendelkezik-e?

Az elemzések alapján azután már az olajcsere optimális idejét biztonságosan meg lehet határozni.

## 12. Tömítések

A tömítések két fő funkcióval rendelkeznek: első, hogy a kenőanyagokat a csapágykamrában megtartsák, második pedig az, hogy időben és eredményesen akadályozzák meg a szennyeződések, idegen anyagok, por, stb. a csapágyba történő jutását. Az alábbi szempontok szerint kell a tömítések kiválasztása során eljárni: a kenőanyagok fajtái, zsír, olaj; a kerületi sebességek és a tengelyek körköröségi hibái; a rendelkezésre álló beépítési lehetőségek; az érintkező tömítések melegegedése; a felmerülő költségek. A gördülőcsapágyak tömítéseit két fő szempont szerint tudjuk felosztani, úgy, mint érintkező és nem érintkező tömítések.

### 12.1 Nem érintkező tömítések

A nem érintkező tömítések az álló és forgó elem között rést képeznek. Kopás ezért itt nem léphet fel. A súrlódási veszteség gyakorlatilag nulla. Mivel az úgynevezett hozzáadandó felmelegedés nulla, a tömítések ezen módozatát elsősorban az igen magas fordulatszámoknál, nagy sebességeknél lehet előnyösen alkalmazni. A 12.1 ábrán egy egyszerű, nem érintkező tömítés látható, a konstrukció kis radiális játékkal rendelkezik a tömítés és a tengely között. Ez a tömítési megoldás zsírkenésnél, száraz, viszonylag pormentes környezetben elonyösen használható.

A tömítettségi hatást a házban vagy a tengelyen párhuzamosan elhelyezett beszúrásokkal jelentősen növelni lehet. Ha ezek a hornyok, beszúrások olajjal telítődnek, akkor bekövetkezik egy még biztonságosabb tömítettségi állapot az idegen anyagok behatolása ellen.

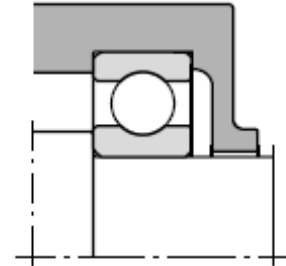
Amennyiben spirálisan kiképzett beszúrásokat alakítanak ki a csapágyfedelén, illetve a tengelyen, ezzel az olaj kilépését tudják meggátolni. Ha a spirál iránya a normál csapágyforgási iránnyal ellentétes, akkor az olaj a hornyokból ismételtelen a csapágykamrába kerül vissza, amint ezt a 12.3 ábra is szemlélteti. A réstömítések hatásfoka lépcsős kialakítással, meghosszabbított részfelületekkel, amint az a 12.4 ábrán is látható, tovább javítható. Ezek az úgynevezett labirinttömítések széles körben nyernek felhasználást zsírkenésnél. A zsírral történő utánkenések során szennyeződések keletkezhetnek, amik a labirintusokba juthatnak, ahonnan azonban kinyomásra, eltávolításra kerülnek.

A 12.5 ábrán egy labirint-tömítés látható osztott házkivitel esetében. Ha az adott helyzetben számolni kell tengelyferdeséggel, ezek a labirint tömítési megoldások ajánlkoznak a legjobbnak, mivel ebben az esetben is igen megbízható tömítettséget tudnak biztosítani. megoldást mutat a 12.6 ábra. Ezáltal megakadályozzuk az álló és a forgó labirint-felületek egymással történő érintkezését.

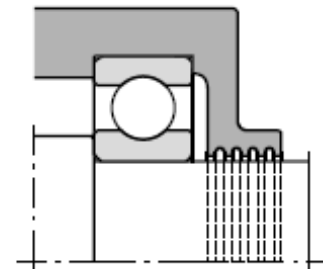
A 12.1 táblázatban ajánlások vannak feltüntetve axiális és radiális játékok értékeire labirint-tömítések esetében.

Az olajkenésnél alkalmazott labirint-tömítések olajvisszavezető furatokkal vannak ellátva, a 12.7 ábrán ilyen megoldás szerepel, aminek segítségével az olaj a tömítő részekbe jutva ismét a kenési rendszerbe kerül visszavezetésre.

A 12.7 (b) ábrán azt mutatjuk be, hogyan lehet védekezni az olajkifolyás ellen visszacsapó gyűrűvel. A 12.7 (c) ábra pedig olyan megoldást mutat be, hogyan képes egy kívül elhelyezett visszacsapó gyűrű az idegen anyagokat, úgy mint port, egyéb szennyeződések a munkatérből eltávolítani.



12.1 Ábra Nem érintkező tömítések



12.2 Ábra Réstömítés

## 12.2 Érintkező tömítések

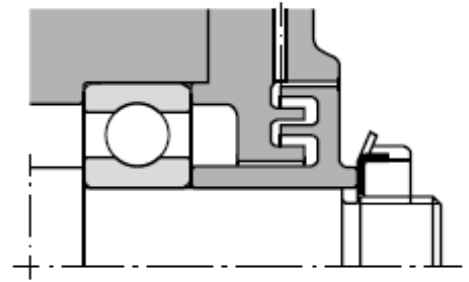
Az érintkező tömítések hatékonysága abban rejlik, hogy segítségével egy állandó elasztikus kontaktust lehet létrehozni egyenletes nyomással a tömítési helyek tömítő felületeinél. Ennek alkalmazása esetén magasabb súrlódás jelentkezik az üzemi körülmények során a nem érintkező tömítésekénél keletkezett súrlódási értékekhez képest. Azt azonban egyértelműen le lehet szögezni, hogy ebben a kivitelben készült tömítések hatásfoka jóval kedvezőbb. A filctömítések egyszerű kivitelű érintkező tömítések és főleg zsírkenésnél nyernek gyakori felhasználást. A megoldást a 12.8 ábra szemlélteti. A filctömítések képesek a port, egyéb kisebb szennyeződések távol tartani, de az olajat átengedik. Ezért aztán a filcgyurut meghatározott profilkeresztmetszettel látják el, amit a 12.9 és a 12.10 ábrák mutatnak be.

Az érintkező tömítések, melyeknek többek között feladata az olaj a kenőtérből történő kiömlésének megakadályozása is, túlnyomó részben rugós előfeszítésű ajaktömítések, melyek szabvány szerinti méretekben készülnek. Az előfeszítés következtében a rendszer a teljes tömítési felület mentén egyenletes nyomást képes biztosítani, amely fennáll még a központihibával rendelkező tengelyek esetében is. Ennél a rendszernél ebben az esetben is biztosított a megfelelő tömítettség.

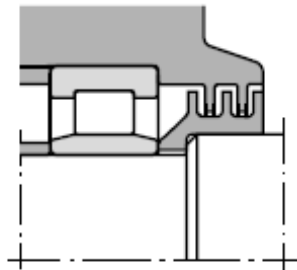
Ezeknek a tömítéseknek a legnagyobb előnye az, hogy elhelyezkedésüket befolyásolni lehet. Ha a tömítőajkak kifelé irányulnak, 12.11(a) ábra a begyüremplő anyagok elleni igen kedvező védelem biztosítható, mely anyagok amúgy igen kellemetlen veszélyeket rejtehtnek magukban a kenőtérbe bejutva, ha pedig az ajaktömítés befelé lett irányítva, 12.11(b) ábra, akkor az olaj kifolyása elleni védelem biztonságos megoldásához jutunk.

A felhasználói igényeknek megfelelően többféle anyag áll a rendelkezésre ezekhez a tömítésekhez, ilyenek pl. a nitilkaucsuk NBR, szilikonkaucsuk MVQ, fluorkaucsuk FPM, poliakrilátkaucsuk ACM, stb.

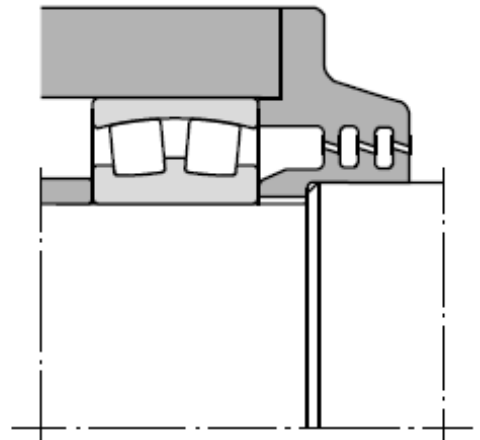
V-gyűrűs tömítések láthatóak a 12.12 ábrán, melyeket olaj és zsírkenésnél lehet alkalmazni. Mivel a körbefutó elasztikus ajaktömítés a tömítendő felülettel érintkezik, az axiális ütэшibák ily módon kiegyenlítődnek.



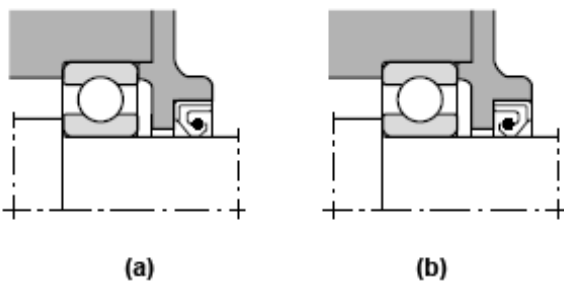
12.4 Ábra Axiális labirint-tömítés



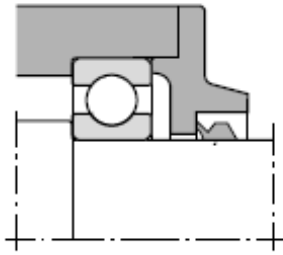
12.5 Ábra Radiális labirint-tömítés



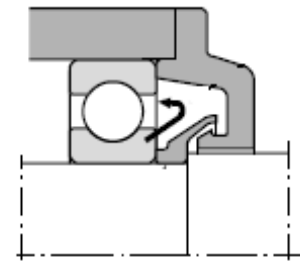
12.6 Ábra Labirint-tömítés alkalmazása esetleges tengelyferdeségnél



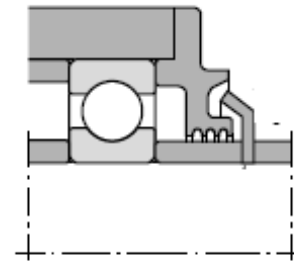
12.11 Ábra Olajtömítések



12.12 Ábra V-tömítőgyűrű

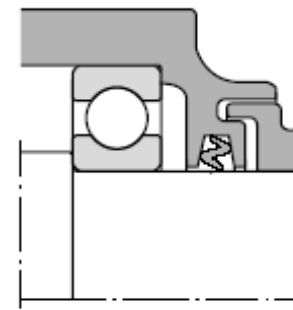


(a)



(b)

12.7 Ábra Radiális labirint-tömítések



12.9 Ábra Filtömítés Z-profillal

## 13. Gördülőcsapágyak anyagai

### 13.1 Acélfajták a csapágygyűrűk és gördülőtestekhez

A gördülőtestek és pályáik érintkezési helye mentén magas váltakozó feszültségek lépnek fel, amelyek nem szabad, hogy ezeknek a csapágyrészeknek maradandó alak-, illetve méretváltozásokat okozhassanak. A gördülőtestek és a csapágygyűrűk olyan acélokból kell készüljenek, melyek keménységmegtartása, kifáradási és kopási mutatói kiválóak, valamint a méretstabilitásuk is kedvező. Az átédzhető krómaccélok, valamint betétben edzett acélok, melyek kemény és kopásálló felületi tulajdonságokkal rendelkeznek, kerülnek felhasználásra túlnyomó mennyiségben a csapágygyártásban. A csapágygyűrűk és a gördülőtestek keménységi mutatói általában a HRC 58-65 értékek között kell elhelyezkedjenek. Az átédzett standard gördülőcsapágy acélok kémiai összetétele a JIS G 4805 szabvány szerint a 13.1 táblázatban van megadva. Az SUJ 2 -nek megfelelő japán acélokat alkalmazzuk a leggyakrabban. Ezek az acélfajták megfelelnek az amerikai AISI 52100, a német DIN 100 Dr6 és az angol királysági GS 534A99 szabványok előírásainak. Nagyobb keresztmetszettel rendelkező gördülőcsapágyak előállíthatóak kedvező átédzhetőségi tulajdonságaik miatt az SUJ 3 vagy az SUJ 5 szabványos acéloktól is. etéte edzett acéloktól gyártott gördülőcsapágyak krómaccélól SCr, krómmolidén-acélból SCM, kerülnek előállításra, melyek kémiai összetételét a 13.3 és a 13.4 ábrák tartalmazzák.

Betétben edzett, kopásálló felületekkel rendelkező acélokból előállított csapágyak, melyek esetében meghatározott mélységű cementált és edzett réteg biztosított és amelyek egyidejűleg egy nem túlzottan kemény magréteggel rendelkeznek, igen kiválóan bizonyultak a lökészerű terhelések felvételére. Az NTN megközelítőleg valamennyi kúpgörgőcsapágya ilyen betétedzett acélokból készül. Az alapanyagra visszavezethető fáradási törések, melyek az anyagban megtalálható nem fémes zárványok miatt lépnek fel, képezik annak az okát, hogy általában a gördülőcsapágyaknál csak előre behatárolt elfáradási élettartamot adnak meg. Magas tisztasági fokkal rendelkező acélok esetében, melyeknél ezek a nem fémes zárványok csak igen csekély mennyiségben vannak jelen, jelentős javulást lehet anyagfüggő esetet véve, a gördülőcsapágyak kifáradási élettartamánál elérni. Az NTN kizárólagosan csak igen tiszta acélokat használ fel, melyek vákuumos gáztalanítási eljárással kezeltek. Speciális követelmények esetében, amikor alapfeltétel a csapágygal szemben a legmagasabb fokú biztonság és élettartam, a vákuumolvasztási eljárással készült acélok, (SEVM és ESR) kerülnek alkalmazásra, melyek igen magas tisztaságú acélt garantálnak.

Azoknál a gördülőcsapágyaknál, melyeknél az üzemi hőmérséklet meghaladja a 300 értéket, M50 gyorsacélt alkalmaznak. Acélok, mint például SUS 440C olyan csapágyak esetében kerülnek felhasználásra, ahol a legfontosabb előfeltétel a magas fokú korrózióellenállás. A 13.13 és 13.14 táblázatokban ezen acélok összetétele szerepel. Gördülőcsapágyaknál, melyek futópályái induktív edzési módszerrel hőkezelték S48C-től S50C-ig és cróm-molibdén-SMC 440, lásd 13.5 táblázatot, aránylag magas széntartalmú acélokból készülnek.

### 13.2 A csapágykosár anyagai

A gördülőcsapágyak kosarait megadott üzemi feltételek mellett lengésekből és ütésekéből származó terhelések is érik. Ezeket az alkatrészeket ezért megfelelő alapanyagokból kell előállítani, melyeknek szilárdsági adatai kielégítőek. További követelmény még az alapanyagokkal szemben az alacsony súrlódási tényező, kis sűrűség és a kedvező hőállóság.

Kis és közepes méretű gördülőcsapágyakhoz alkalmazott préselési eljárással készülő kosarakhoz hidegen vagy melegen hengerelt acéllemezeket alkalmaznak az úgynevezett standard kosárkiviteleknel.

A mindenkori felhasználási igényeket és előfeltételeket figyelembe véve gyártanak azonban csapágykosarakat rézötözött, illetve korrózióálló acéllemezekből is.

Robosztus, masszív csapágyak kosarait gyakran állítják elő gyorsacélból (S30 c ) vagy magas szilárdságú sárgarézsből, pl. típusjel. Bizonyos célokra készülnek kosarak alumínium ötvözetekből, gömbgrafitos vasöntvényből és műanyagokból.

Förccsöntött eljárással gyártott műanyag kosarak egyre gyakrabban kerülnek felhasználásra a gyakorlatban, amelyeknél hőstabilizált üvegszállal megerősített poliamid alapanyagot alkalmaznak.

A műanyag kosárnak a súlya kicsi, kedvező a rugalmassága, jók a súrlódási tényezői, csúszási viszonyai, ezért ezeknél a kiviteleknel a hőfejlődés csekély mértékű.





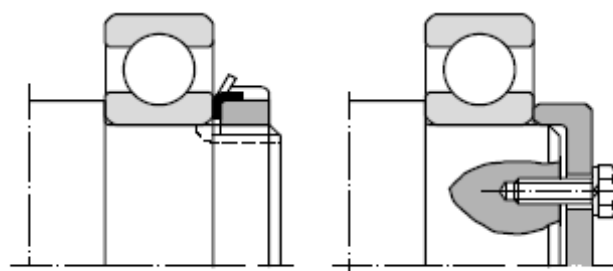
## 14. Tengelyek és házak elrendezése

### 14.1 Csapágyak rögzítése

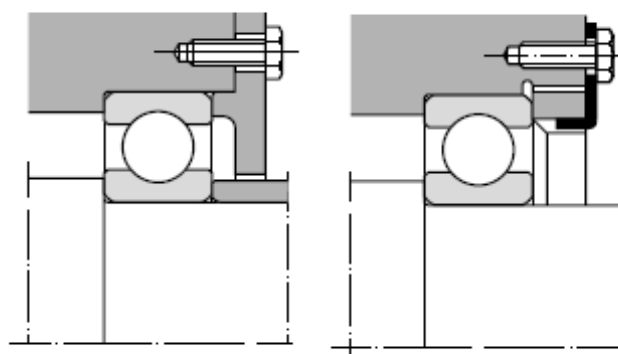
Sok esetben az alkalmazásra kerülő szilárd illesztés nem bizonyul elegendőnek a gyakorlatban ahhoz, hogy a csapágy axiálisan a tengelyen vagy a házban biztonságosan rögzítésre kerüljön. Ezért ilyen problémáknál egyéb módszerekhez kell folyamodni, ahhoz, hogy komolyabb axiális terhelések mellett se tudjon a csapágy elmozdulni.

Csapágházaknál, csapágyfedeleknél s a tengelyeken lévő vállaknál gyakran alkalmaznak tengelytárcsát, állítóanyát, amelyek segítségével a belső vagy külső csapágygyűrűk homlokfelületeit a tengelyen vagy a házban megtámasztják. A 14.1 és a 14.2 ábrákon ilyen rögzítési módokat ábrázoltunk. Egy egyszerű és kis helyen elférő csapágyrögzítési módszert biztosít rögzítőgyűrűvel ez a rendszer, amit a 14.3 és 14.4 ábrákon láthatunk.

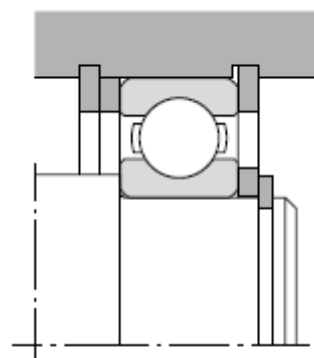
A 14.5 ábrán szorítóhüvelyes csapágyrögzítési megoldást látunk kúpos furattal. Ha ezek a csapágyak nem jól ülnek fel a vállakra, az axiális irányú terhelhetőség egyértelműen a szoros illesztés erejének függvényévé válik. A 14.6 ábrán lehúzóhüvelyes rögzítési kivitel mutatunk be. A hüvelyt egy állítóanya segítségével szereljük be és szorítjuk meg. Ha kúpos csapágyfuratot kívánunk kúpos tengelycsokra felerősíteni, amint az a 14.7 ábrán szerepel, az anyák, melyeket itt alkalmaznak, egy osztott menetes gyűrűn helyezkednek el, amely a tengelyen kialakított horonyba illeszkedik.



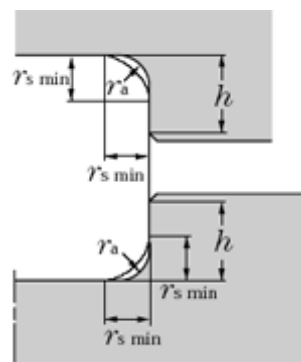
14.1 Ábra A belső gyűrű rögzítése

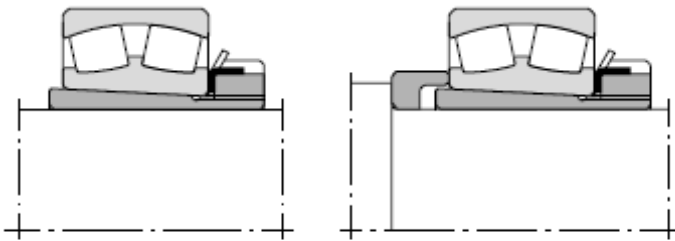


14.2 Ábra A külső gyűrű rögzítése

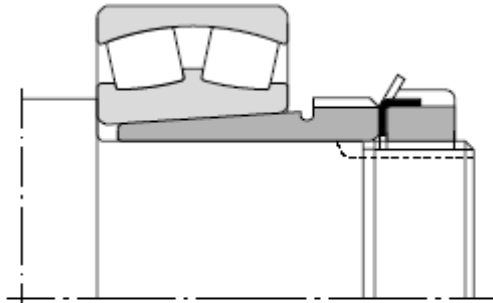


14.3 Ábra Rugósgyűrűvel történő csapágyrögzítés a tengelyen

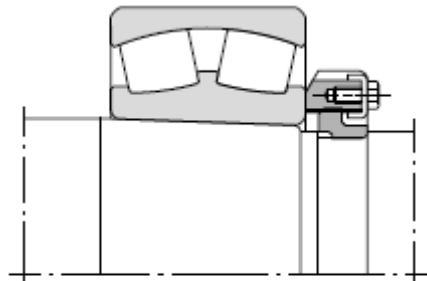




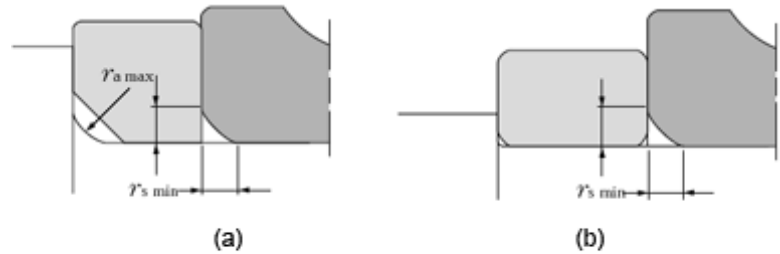
14.5 Ábra Szorítóhüvelyes rögzítés



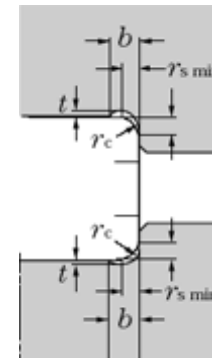
14.6 Ábra Lehúzóhüvelyes rögzítés



14.7 Ábra Osztott menetes gyűrűvel történő rögzítés



14.8 Ábra Közbetétgyűrűk



Éltávolság	Szabad beszúrás		
	$r_s \text{ min}$	$b$	$r_c$
1	2	0.2	1.3
1.1	2.4	0.3	1.5
1.5	3.2	0.4	2
2	4	0.5	2.5
2.1	4	0.5	2.5
2.5	4	0.5	2.5
3	4.7	0.5	3
4	5.9	0.5	4
5	7.4	0.6	5
6	8.6	0.6	6
7.5	10	0.6	7

14.2 Táblázat Köszörült tengelybeszúrások méretei

## 14.2 Éltávolság és vállmagasság

A tengely és a ház felfekvő vállfelületeinek " $h$ " magassága minden esetben nagyobb kell legyen, mint a max. megengedett csapágygyűrű éltávolság,  $r_{s \text{ max}}$ . A rádiusz a felfekvő felületen, vállon pedig kisebb kell legyen, mint a csapágygyűrű megengedett minimális csapágyéltávolsága  $r_s \text{ min}$ .

A 14.1 táblázatban vállradiuszok,  $r_a$  és vállmagasságok  $h$  kerültek megadásra tengelyek és a házak vonatkozásában. Ha jelentős mértékű axiális terhelés lépne fel, a értékét a táblázati értékek fölött kell megválasztani. Ha szilárdsági okból kifolyólag a tengelyen lévő rádiusz,  $r_a$  értékét meg kellene növelnünk, nagyobb kell legyen, mint a peremtáv,  $r_{s \text{ min}}$  a 14.8 (a) ábra, vagy ha a tengelyváll magassága,  $h$  konstrukciós megfontolásokból kisebb kell legyen, mint ahogy az a táblázatban szerepel, akkor a 14.8 (b) ábrának megfelelően közbetétgyűrűt alkalmazunk. A 14.2 táblázatban adatokat találhatnak a tengelyváll köszörült szabad beszúrásaira vonatkozóan.

## 14.3 A tengelyek- és a házülékek pontossága

A 14.3 táblázatban a tengely- és házülékekre vonatkozóan találunk általános érvényű utasításokat azok pontosságára, felületi érdességére, melyek normál esetben betartandóak.

Tulajdonságok		Tengely	Ház
Körkörüesség, hengeres alak		IT3	IT4
Derékszögűség		IT5	IT5
R <sub>a</sub>	Kis csapágyak	0,8	1,6
	Nagy csapágyak	1,6	3,2

14.3 Táblázat Csapágyülékek alakhűsége

## 15. Csapágyak kezelése

Gördülőcsapágyak a gépgyártás pontossági elemei, ezért ezeket a gépelemeket ennek megfelelő módon kell kezelni, biztosítva ezzel folyamatosan a megbízhatóságukat. Kiemelten fontos kérdés a tisztaság, korrózióvédelem és a lökészerű terhelések, ütések elkerülése.

### 15.1 Csapágyak tárolása

A csapágyakat a gyártó cégek korrózióvédelemmel látják el és gondosan becsomagolva szállítják. Ha ezt követően a csapágyakat 20 körüli szobahőmérsékleten és az originál csomagolásban tárolják, megfelelően tiszta körülmények között ahol a levegő nedvességtartalma 60 % alatt marad, a csapágyak sok éven át megőrzik minőségüket és minden nehézség nélkül azonnal felhasználhatók.

### 15.2 Csapágyak beépítése

A gördülőcsapágyakat beépítésük folyamán közvetlen kalapácsütésekkel tilos a tengelyre felerőltetni, vagy a házülékbe beszerelni. A csapágy benyomására kifejtendő erőhatást a teljes gyűrűkerületen egyenletesen elosztva kell kifejteni. Mindkét csapágygyűrű egyidejű bepréselése során nem szabad annak előfordulni, hogy egyidejűleg csak az egyik gyűrűt éri az erőhatás, mivel ennek könnyen a futópálya benyomódása lehet a következménye.

#### 15.2.1 Előkészületek a csapágy beépítéséhez

A gördülőcsapágyakat csak tiszta, száraz körülmények között és környezetben szabad beépíteni. A kis- és a miniatűr csapágyakat lehetőség szerint tiszta helységben szereljük, mivel ebben az esetben a legkisebb tisztátlanságok is jelentősen befolyásolják ezeknek a csapágyaknak az előírás szerű működését. Még a beépítés előtt minden alkalmazásra kerülő szerszámot, a tengelyt, a házat jól meg kell tisztítani, a beépítendő részeket esetleges forgácsmaradványoktól, egyéb szennyeződésektől meg kell szabadítani, illetve attól védeni kell. Tengelyek, házillesztések, felületi érdesség, továbbá egyéb konstrukciós jellemzők az előírt tűrések szerint megvizsgálandóak.

A csapágyakat csak a beépítésüket közvetlenül megelőzően szabad az originál csomagolásból kivenni. Általában a korrózióvédő anyagot nem szükséges a csapágyról beépítése előtt eltávolítani, lemosni. Egyes speciális szintetikus kenőanyagok esetében, amelyek korrózióvédő anyagokkal nem keverhetők, meg kell a csapágyakat ezektől tisztítani és utána megszáritani. Ez a folyamat abban az esetben is megismétlendő, ha az adott csapágy szakszerűtlen kezelése miatt beszennyeződött. A kétoldalról fedett és tömített csapágyakat mosni tilos.

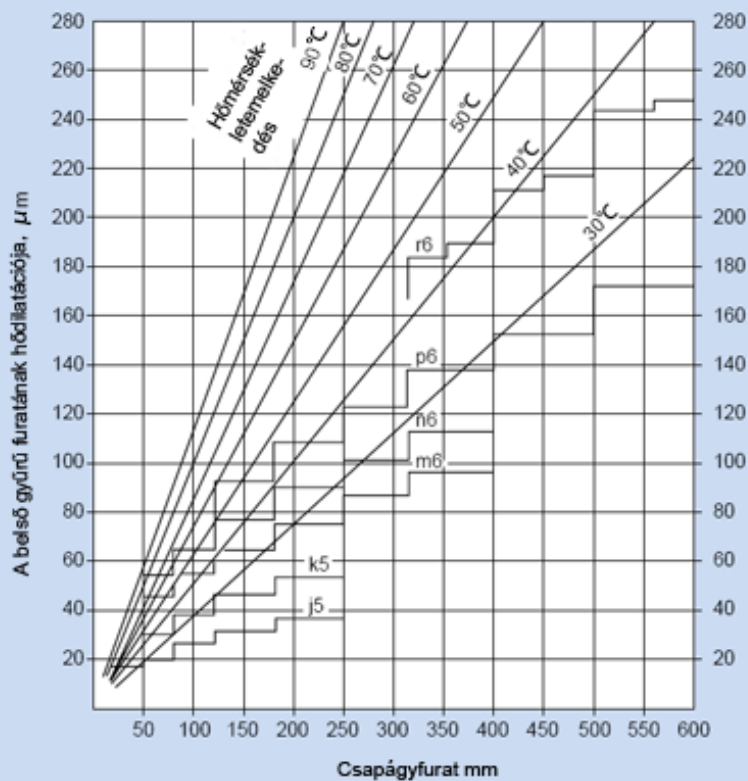
#### 15.2.2 Hengeres furattal ellátott csapágyak beépítése

Amennyiben a gördülőcsapágyakat könnyű, fix ülékekre helyezzük, a csapágy előmelegítése nélkül lehet a beépítést a 15.1 ábra szerint egy szerelő/beépítő hüvely alkalmazásával elvégezni. Ha a benyomási feszültség hatása a hüvely közepén jelentkezik, a teljes gyűrűkeresztmetszeten egy egyenletes erőelosztást kapunk. Ez a munka mechanikus vagy hidraulikus prés segítségével egyszerűen és biztonságosan végrehajtható, ellenőrizhető, de a beépítő hüvelyre mért kis és egyenletes óvatos kalapácsütésekkel is elvégezhető.

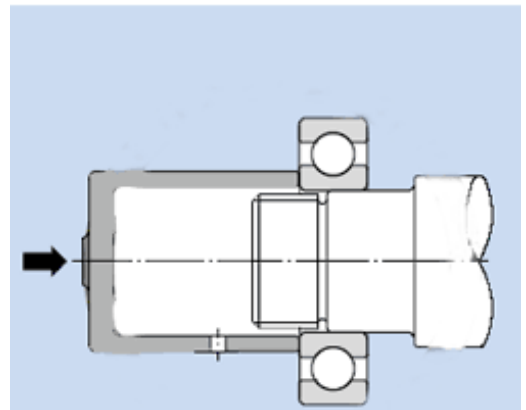
Amennyiben nem szétszerelhető csapágyat kell egyidejűleg a tengelyre és a házba bepréselni, a 15.2 ábra szerinti tárcsa-megoldás felhasználásával, mely a belső és a külső gyűrűt

egyidejőleg megtámasztja, tudjuk a szóban forgó feladatot hibátlanul kivitelezni.

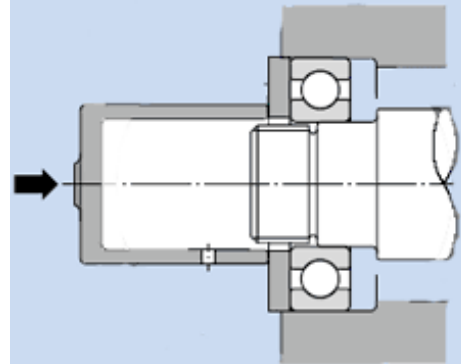
Ha nehéz, fix-ülékes, vagy nagyméretű csapágy beépítésével állunk szemben, igen komoly erők szükségesek ahhoz, hogy tengelyek és fix ülékek közötti a súrlódást le tudjuk győzni. Ilyen esetekben a csapágyakat a beépítésüket megelőzően fel kell melegíteni. A tengely és a csapágy közötti igényelt hőmérsékletkülönbség az igényelt átfedés mértékétől, valamint a csapágyfurat méretétől függ. A 15.3 ábrából a hőtágulási értékei a csapágyfurat méretei és a hőmérsékletkülönbségek függvényében a csapágy és a tengely között kiolvashatók. A gördülőcsapágyakat azonban semmi esetre sem szabad 120 °C fölé hevíteni.



**15.3 Ábra A tőrésátfedés miatt szükséges hőmérsékletkülönbségek**



**15.1 Ábra Csapágy beépítése a tengelyen elhelyezkedő beépítő hüvely segítségével**



**15.2 Ábra A csapágy egyidejűleg történő beépítése a tengelyre és a házba**

Kiolvasható a csapágyfurat mérete és a hőmérsékletkülönbség a csapágy és a tengely közt. Gördülőcsapágyak 120 °C fölé nem hevíthetők.

A csapágyak felmelegítésénél forró olajat alkalmaznak, oly módon, hogy abba a csapágyat bemelegítik. A csapágyak hőmérséklete nem lépheti túl a 120 °C hőmérsékletet, ellenkező esetben az anyag szövetszerkezetében átalakulások következnek be, méreteltérésekkel kell számolnunk. Ezért a csapágyakat tilos közvetlen futoelemmel történő érintkezésnek kiténni. Az olajtekoban is általánosan rácsos rost kerül elhelyezésre és azon fekszik fel a felmelegítendő gördülőcsapágy.

Léteznek elektromos melegítő készülékek is, elektromos szekrények a kétfedeles és tömítőfedelel ellátott zsírozott csapágyak felmelegítéséhez.

A hengergörgös csapágyak belső gyűrűi az NU, NJ és NUP

csapágyoszorozatok esetében peremes, vagy perem nélküli kivitelekben elektromos indukciós tekercsekkel ellátott lehúzó készülékkel melegíthetőek. Ezek a módszerek különösen jól használhatóak a nagy szériáknál a csapágyak ki- és a beszerelése során.

A beépítést követően felmelegített csapágyak esetében arra kell feltétlenül ügyelni, hogy csapágy homloklapjai a lehűlést követően a kapcsolódó felülettel, felfekvő felülettel úgy a ház, mint a tengely esetében megfelelően érintkezésben maradjanak.

### 15.2.3 Elokészületek a csapágy beépítéséhez

A kisebb csapágyakat a kúpos tengelyvégekre, a szorító-, illetve lehúzóhüvelyekre állítóanyával lehet felpréselni. Az állítóanyagát kis kalapácsütésekkel tudjuk a horgos megszorító kulcson keresztül megfeszíteni. Miután a nagyobb méretű csapágyak beépítéséhez jelentősebb erőkifejtésre van szükség, ilyen esetekben hidraulikus módszert javasolunk alkalmazni.

A 15.6 ábrából látni lehet, hogy olajfilm segítségével magas nyomáson hogy történhet meg a csapágyfurat felpréselés a kúpos csapvégre, milyen módon lehet a beépítéshez szükséges erőt redukálni.

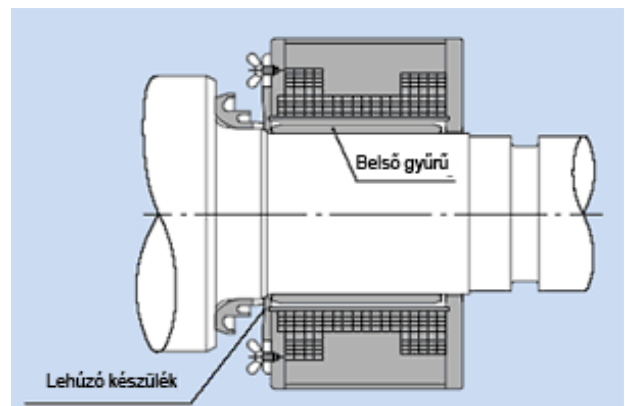
A 15.7 ábra a hidraulikus módszert szemlélteti, melynek segítségével a kúpos furattal ellátott csapágyat szorító- és lehúzóhüvelyek alkalmazásával préselik fel a kúpos tengelycsonkra. A 15.8 ábrán pedig hidraulikus lehúzóhüvely igénybevételével történik meg a csapágy beépítése.

Kúpos furattal ellátott csapágyakat kúpos tengelyekre szorító- illetve lehúzóhüvelyekkel lehet axiális présero kifejtésével felszerelni. Ezzel együtt azonnal egy szoros illesztés is kialakul, ami a belső furat megnövekedését eredményezi, csökken ennek következtében a csapágy radiális csapágyhézagának értéke. A radiális csapágyhézag csökkenésének értéke némi nyitást eredményez az átmérobén az elméleti szilárd átfedéshez képest.

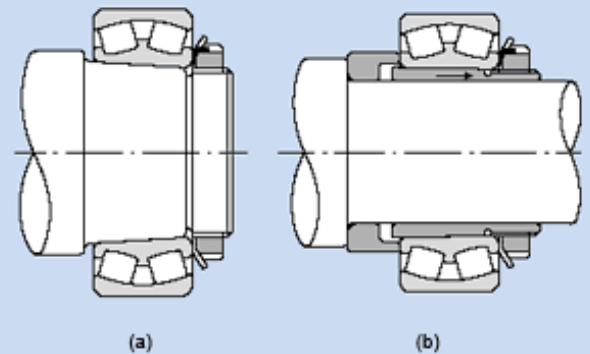
A gördületet és a külső gyűrű közötti radiális csapágyhézagot terheletlen állapotban tapintó mérő készülékkel lehet megmérni. Ügyelni kell azonban arra, hogy a két gördületet sor esetében azoknál a méretek meg kell, hogy egyezzenek, azonos mérési eredményre kell jussunk.

Az axiális irányba történő eltolás mértéke is biztosíthatja a kívánt fix rögzítést axiális irányba, a kúpos ülék felületén, amely méret mérhető. A 15.1 táblázatban önbeálló görgöscsapágyak radiális csapágyhézagának csökkentésére kerültek adatok megadásra, melyek mellett a kívánt szilárd illesztést el tudjuk érni. Ezen túlmenően itt megfelelő adatokat tudunk találni az axiális irányú eltolás mértékére is. Amennyiben az adott üzemi viszonyok miatt a csapágy belső és külső gyűrűi között komoly lökészerű erők hatnak, valamint az üzemi fordulatszám magas, jelentősek a hőmérsékletváltozások a rendszerben, ami egyben komoly illesztési túlfedésekhez is vezet, a csapágyat C3 csapágyhézaggal, vagy ezt meghaladó értékkel alkalmazzuk.

Ugyancsak célszerű alkalmazni ezeknél a csapágyfelhasználási eseteknél a radiális csapágyhézagcsökkenés maximális értékét és az axiális eltolás úthosszának mértékét a 15.1 táblázat szerint.

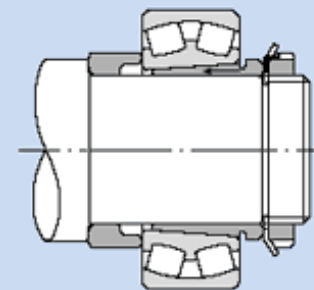


15.4 Ábra Indukciós tekercssel ellátott elektromos lehúzó készülék



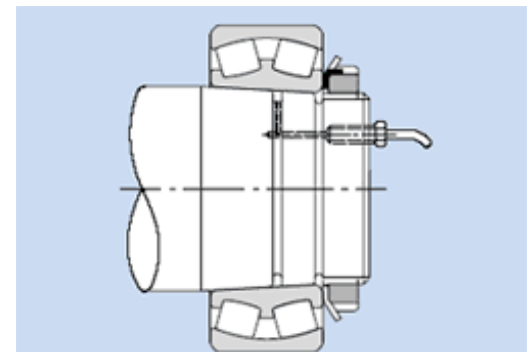
(a)

(b)



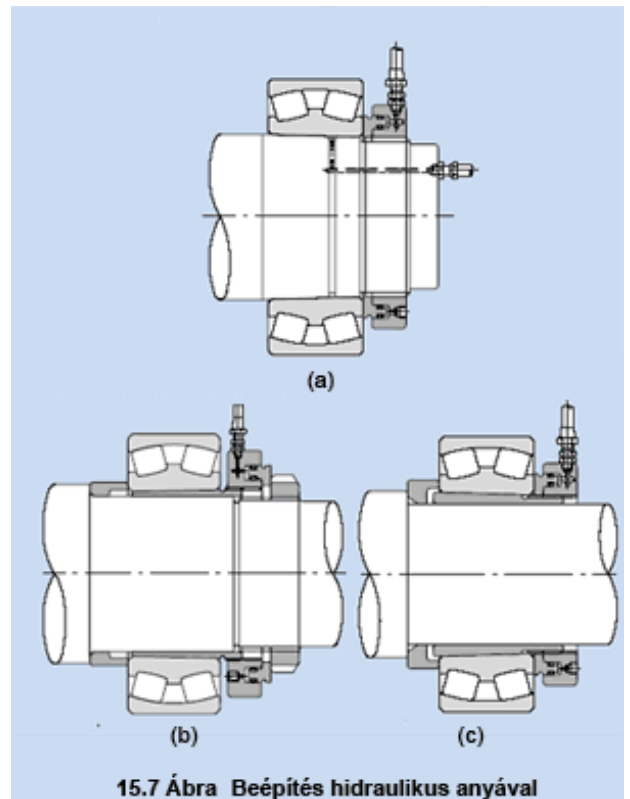
(c)

15.5 Ábra Beépítés állítóanyaga alkalmazásával

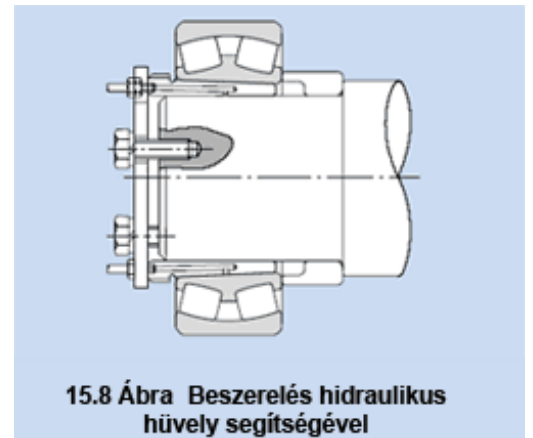


15.6 Ábra Olajnyomással történő beszerelés





**15.7 Ábra Beépítés hidraulikus anyával**



**15.8 Ábra Beszerelés hidraulikus hüvely segítségével**

Csapágyfurat <i>d</i>		Radiális csapágyhézag- -csökkenés		Axiális elmozdulás mértéke				Legkisebb megengedhető csapágyhézag		
				1 : 12 Kúp		1 : 30 Kúp				
Felett	-ig	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Normál	C3	C4
30	40	0.02	0.025	0.35	0.4	—	—	0.015	0.025	0.04
40	50	0.025	0.03	0.4	0.45	—	—	0.02	0.03	0.05
50	65	0.03	0.035	0.45	0.6	—	—	0.025	0.035	0.055
65	80	0.04	0.045	0.6	0.7	—	—	0.025	0.04	0.07
80	100	0.045	0.055	0.7	0.8	1.75	2.25	0.035	0.05	0.08
100	120	0.05	0.06	0.75	0.9	1.9	2.25	0.05	0.065	0.1
120	140	0.065	0.075	1.1	1.2	2.75	3	0.055	0.08	0.11
140	160	0.075	0.09	1.2	1.4	3	3.75	0.055	0.09	0.13
160	180	0.08	0.1	1.3	1.6	3.25	4	0.06	0.1	0.15
180	200	0.09	0.11	1.4	1.7	3.5	4.25	0.07	0.1	0.16
200	225	0.1	0.12	1.6	1.9	4	4.75	0.08	0.12	0.18
225	250	0.11	0.13	1.7	2	4.25	5	0.09	0.13	0.2
250	280	0.12	0.15	1.9	2.4	4.75	6	0.1	0.14	0.22
280	315	0.13	0.16	2	2.5	5	6.25	0.11	0.15	0.24
315	355	0.15	0.18	2.4	2.8	6	7	0.12	0.17	0.26
355	400	0.17	0.21	2.6	3.3	6.5	8.25	0.13	0.19	0.29
400	450	0.2	0.24	3.1	3.7	7.75	9.25	0.13	0.2	0.31
450	500	0.21	0.26	3.3	4	8.25	10	0.16	0.23	0.35
500	560	0.24	0.3	3.7	4.6	9.25	11.5	0.17	0.25	0.36
560	630	0.26	0.33	4	5.1	10	12.5	0.2	0.29	0.41
630	710	0.3	0.37	4.6	5.7	11.5	14.5	0.21	0.31	0.45
710	800	0.34	0.43	5.3	6.7	13.3	16.5	0.23	0.35	0.51
800	900	0.37	0.47	5.7	7.3	14.3	18.5	0.27	0.39	0.57
900	1,000	0.41	0.53	6.3	8.2	15.8	20.5	0.3	0.43	0.64
1,000	1,120	0.45	0.58	6.8	8.7	17	22.5	0.32	0.48	0.7
1,120	1,250	0.49	0.63	7.4	9.4	18.5	24.5	0.34	0.54	0.77

15.1 Táblázat Kúpos furattal rendelkező beálló görgőscsapágyak beillesztése

## 15.2.4 A külső gyűrűk illesztése

Kisebb csapágyak külső gyűrűit, melyeket szilárd illesztéssel kell rögzíteni, általában normál üzemi körülmények mellett és szobahőmérsékleten a ház csapágyfuratába be lehet nyomni. Igény esetén, nagyobb csapágyaknál, vagy nagyobb illesztési túlméretetek esetében a külső gyűrűt tanácsos száraz jéggel lehűteni. Különleges esetekben a ház beépítés előtti melegítésre is sor kerülhet.

## 15.3 Csapágyak beállítása

Amint a 15.9 ábra szemlélteti, a kúpgörgös vagy ferdehatásvonalú golyóscsapágyak esetében a csapágyhézag az állítóanya megfeszítéséből adódik. Ilyen felépítésű csapágyaknál elofeszítést is be lehet állítani, amikor is az állítóanyát olyan mértékben feszítjük meg, hogy az axiális irányú elmozdulásnál negatív értékű csapágyhézagot kapjunk.

Különböző eljárásokat lehet alkalmazni az axiális játék, illetve az axiális elofeszítés létrehozásához. Méroóra alkalmazásával lehet például az anyával történő beállítás során az axiális játékot mérni, amint az a 15.10 ábra is szemlélteti. A csapágybeállítást a súrlódási nyomatéből a ház vagy tengelyen lehet mérni, mialatt az állítóanyát fokozatosan feszítjük, illetve meglazítjuk.

Egy másik, ehhez hasonló eljárás alátétárcsák alkalmazásán alapszik, amely a ház és a ház fedele között nyer elhelyezést, ilyen megoldást mutat be a 15.11 ábra is.

## 15.4 Próbafutás

A csapágyazás ellenőrzésére a beépítést követően próbajáratást kell végrehajtani. A tengelyt először kézi erővel könnyedén megforgatjuk és ha semmi ellenállást, furcsa zörejt nem tapasztalunk, akkor alacsony fordulaton el lehet a berendezést indítani, a fordulatszámot azt követően fokozatosan emeljük egészen az üzemi fordulatszám értékéig az eléréséig. Ha szokatlan zajt rezgéseket, gyors üzemi hőmérsékletemelkedést észlelünk, azonnal le kell állni, meg kell vizsgálni, a rendszert, az esetleges okokat. Ha szükséges ismét ki kell szerelni a csapágyakat és azokat vizsgáljuk meg.

Normál körülmények között a gördülőcsapágyak üzemelésük során egy állandó futási zörejt bocsátanak ki. A helyes futás ellenőrzésére sztetoszkópot vagy spirálcsavaros forgótárcsát helyezhetünk a csapágyakra a hibajelenség felerősítése céljából.

Az erős fémes, vagy váltakozó zörejek hibára utalnak. A fellépő rezgéseket, lengéseket lökésimpulzust mérő berendezéssel pontosan ki lehet mérni és az ismert megengedett értékekkel összehasonlítani.

Általában jó megközelítéssel meg lehet a csapágy hőmérsékletét a csapágyház hőmérsékletéből állapítani. Ennél pontosabb értékek a külső gyuruk mérhetőek, ha ezekhez valamilyen módon, például az olajfuraton át a hozzáférést biztosítani tudjuk.

Normál üzemi körülmények között a csapágyak üzemi hőmérséklete a csapágy fordulatszámának növelésével mindaddig emelkedik, ameddig egy bejáratási mértéknél a rendszer eléri a rá jellemző tehetetlenségi hőmérsékleti határát. Ha a hőmérséklet nem stabilizálódik, illetve 100 C fölé emelkedne, a csapágyakat azonnal felül kell vizsgálni.

## 15.5 A csapágyak kiszzerelése

A csapágyakat a rendszeres karbantartások és/vagy más gépelemek kicserélésének kapcsán kiszzerelésre kerülnek. Ha már futott csapágyat kiszzerelünk majd ismét vissza kívánjuk szerelni, olyan megoldás biztosítása szükséges a tengely és a ház konstrukciójánál, melynek segítségével anélkül lehet a munkát elvégezni, hogy a csapágyat károsodás érje. Ehhez a munkához speciális szerszámokra van szükség.

Ha szilárd illesztésű külső és belső gyuruk kerülnek ki- és azt követően visszaszerelésre, a kiszéréséhez igényelt axiális erőt ezen gyuruk közvetítésén keresztül szükséges biztosítani.

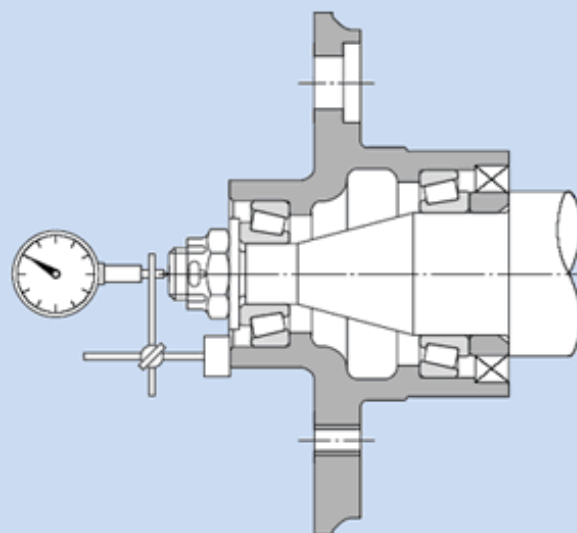
A csapágygyuruket a gördültesteken át terhelni tilos, mivel ebben az esetben a futópálya felülete vagy a gördültest felülete könnyen megsérülhet.

### 15.5.1 Hengeres furattal rendelkező gördülőcsapágyak kiszzerelése

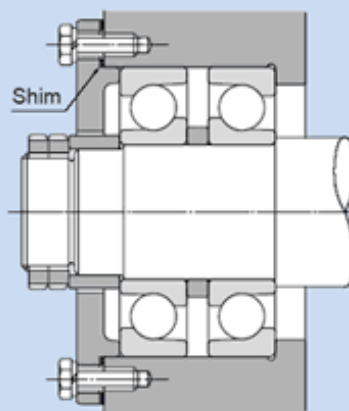
Kiseb méretű csapágyakat a 15.12 ábra szerint lehúzó készülékkel vagy présszel, amit a 15.13 ábra szemléltet, tudunk kiszerezni. Ha



15.9 Ábra Az axiális játék beállítása csapágyanya segítségével



15.10 Ábra Az axiális játék beállítása mérőóra felhasználásával



15.11 Ábra Az axiális játék beállítása alátétárcsa alkalmazásán keresztül

fentiek szerint a kiserelés megtörtént, nem szabad, hogy a csapágyon bármilyen sérülés fellépjen. A kiserelési feladat megkönnyítésére a tengelyen és a ház vállainál kimarásokat képeznek ki. Ilyen példát mutatnak be a 15.14 és a 15.15 ábrák is. A 15.16 ábrán menetes furat található, aminek segítségével a kiserelés szintén megkönnyíthető.

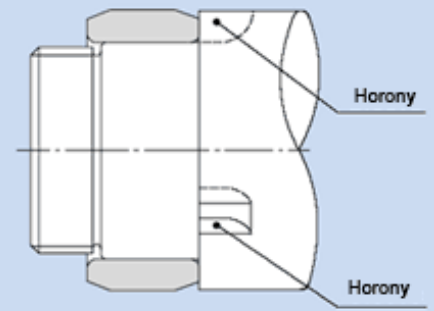
Nagyméretű csapágyaknál, melyeknek beépítése szintén fix ülékre történik meg, hosszabb időszakra nyernék felhasználást, kiserelésükhöz legtöbbször igen komoly lehúzóerőt igényelnek. Ez különösen rozsdásodások jelenlétébenél mutatkozik meg még erősebben. Ilyen esetekben a kiserelés megkönnyítésére a 15.17 ábrán is bemutatott olajnyomásos megoldást alkalmazzák, amely a tengely és a hengergörgös csapágy belső gyurujének furata között fejti ki tolóerőhatását.

## 15.5.2 Kúpos furattal rendelkező csapágyak kiserelése

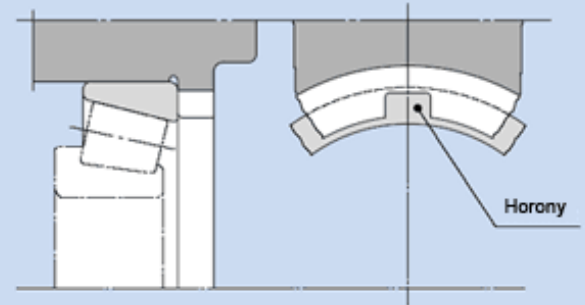
A kisebb méretű kúpos furattal ellátott csapágyak kiserelése, melyeket szorítóhüvely alkalmazásával építettek be, kihajtó tuskéval lehetséges miután az állítóanyagát már eltávolították a hüvelyről, lásd a 15.18 ábrát. A 15.19 ábra szerint a csapágyat a lehúzóhüvelyről az állítóanya segítségével tudjuk lehúzni.

Kúpos furatú nagyméretű csapágyakat hidraulikus eljárással lehet kiserelni, ilyen például a 15.20 ábrán szemléltetett módszer is, amikor olajnyomás alkalmazásával a belső gyuru és a tengelyülék között a kúpos tengelyvégre a gyurut lenyomjuk.

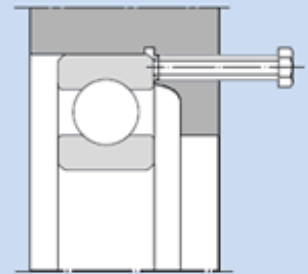
A 15.21 ábra egy hidraulikus anyával végzett kiserelési módszert mutat be és a 15.22 ábrán pedig hidraulikus lehúzóhüvelyes változat került bemutatásra.



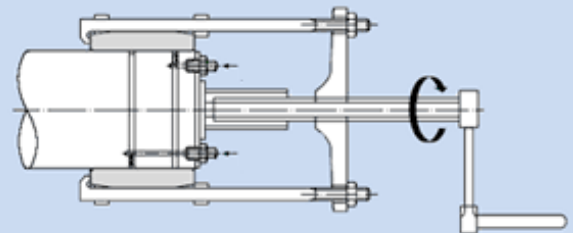
15.14 Ábra Hornyos kikönnyítés a kiserelés elősegítésére



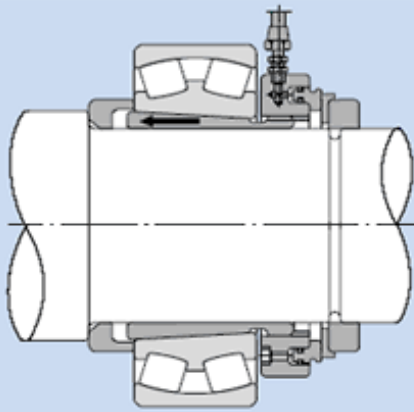
15.15 Ábra Kikönnyítés kimarása a házban kiserelés elősegítésére



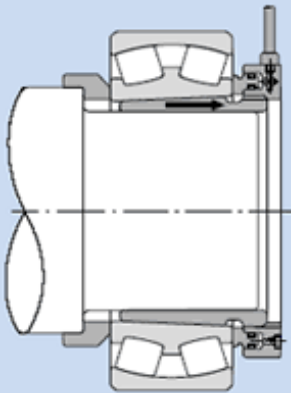
15.16 Ábra Mentés furat alkalmazása a kiserelés megkönnyítése céljából



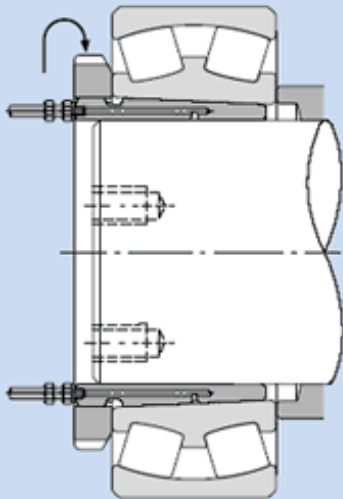
15.17 Ábra Csapágykiserelés hidraulikus eljárással



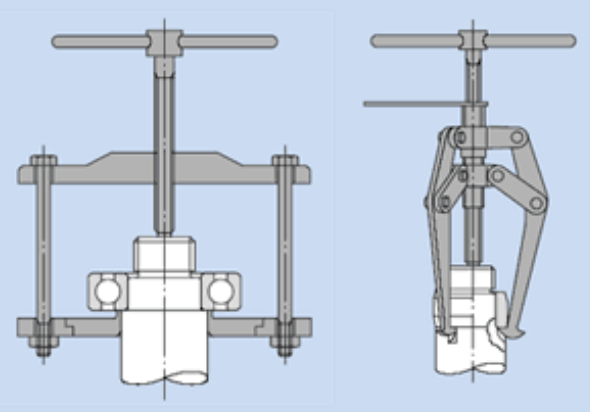
(a) Hidraulikus anya és szorítóhüvely



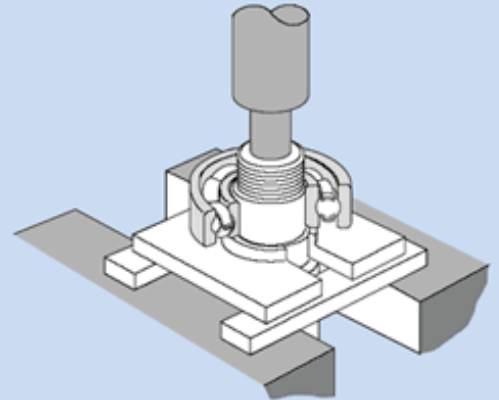
(b) Hidraulikus anya és lehúzóhüvely  
15.21 Ábra Hidraulikus anyával végzett kiserelés



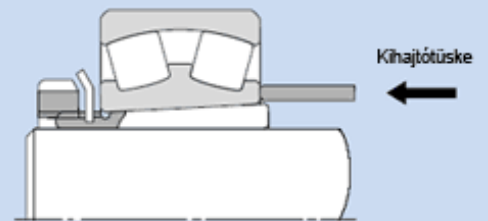
15.22 Ábra Hidraulikus hüvellyel történő csapágykiserelés



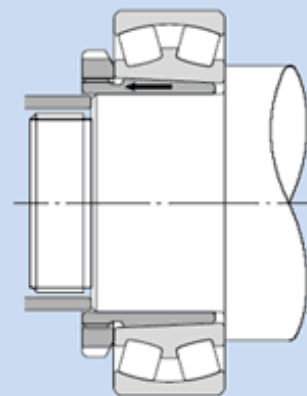
15.12 Ábra Lehúzókészülék



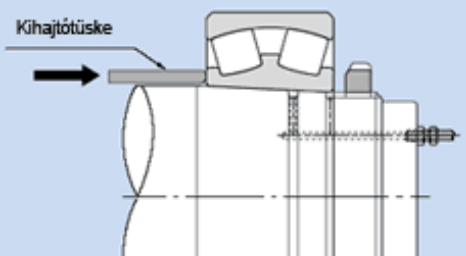
15.13 Ábra Kiserelés prés alkalmazásával



15.18 Ábra Kihajtótüskével történő kiserelés



15.19 Ábra Kiserelés lehúzóhüvely segítségével





◀◀ Előző fejezet

▲ Vissza a tartalomhoz

Következő fejezet ▶▶



## 16. Csapágyak meghibásodásai és ellenintézkedések

A gördülőcsapágyak üzemi állapotukban legtöbb esetben nem figyelhető meg. A zajszintből, rezgésekből, a hőmérséklet emelkedéséből és a kenési feltételekből lehet elég jó megközelítéssel megítélni, hogy milyen zavar léphetett fel egy adott csapágy esetében. Tipikus hibajellemzőket és hibaforrásokat a 16.1 táblázatban ismertetünk.

Hiba-jelenség	Leírása	Okok	Ellenintézkedések
Felpik-kelyesedés	A futópálya felülete mentén kopási nyomokat lehet észlelni. A későbbiek során világos kiverődések lépnek fel.	Túl nagy terhelés, helytelen kezelés, a ház, vagy a tengely ülékek nem megfelelő pontosságúak, túl csekély csapágyhézag, idegen anyag bejutása, korrózió, túl magas üzemi hőmérséklet miatt a keménység csökkenése.	Csapágyterhelést megvizsgálni, más csapágyat választani, csapágyhézag ellenőrzése, a tengely ill. a ház ülékeinek ellenőrzése, a csapágy közelében működő egyéb elemek vizsgálata. A beépítési eljárás felülvizsgálata, a kenési rendszer felülvizsgálata.
Befeszülés	Az üzemi hőmérséklet állandóan emelkedik, a csapágyon elszíneződést lehet észlelni, illetve a csapágy blokkolt.	Túl kis csapágyhézag (esetleg a csapágyülék vális) túl kevés vagy nem megfelelő kenés, túl nagy csapágyterhelés (túl magas nyomás), beszűkülő görgők	Csapágyhézagot megvizsgálni, (esetleg megnövelni) a kenőanyagot és a kenési módozatot felülvizsgálni, az üzemi feltételeket megvizsgálni, esetleges ferde beállítások vizsgálata szükséges, a csapágy környezetének és illesztésének felülvizsgálata, a csapágy beépítési módszerének felülvizsgálata.
Repedések és rovátkák	Helyileg behatárolt kiverődések, kis repedések vagy rovátkák, beégések	Jelentős lökésszerű terhelések, túl feszes illesztés, a futópályán nagyobb kitöredezések, súrlódásos kimaródások, túl kisméretű rádiusz a felfekvő vállnál, szakszerűtlen kezelés, (kalapácsütések) nagyobb méretű idegen anyagok.	Az üzemi feltételek átvizsgálása, illesztések, a tengely és a ház anyagának vizsgálata, gondos kezelés, kenés vizsgálata, a csapágy környezetének konstrukciós felülvizsgálata.
Kosár meghibásodásai	A kosárkapcsolat meglazul, eltörik	Túl nagymértékű ferdeség, túl magas gyorsulás, illetve fordulatszám, nem kielégítő kenés, kölső erőszakos beavatkozás a beépítéskor, túl magas üzemi hőmérséklet (műanyag kosár)	Üzemi feltételek, kenés, kosár típusa, kezelés, a ház és a tengely merevségének felülvizsgálatai.
Kenőanyag kitüremelés	A futópálya felületének felverődés, kopási nyomokat lehet észlelni, a vezetőfelületek, görgővégek érdesek.	Nem kielégítő kenés, finomszemcsés idegen anyag jelenléte, ferde görgőbeállítás az egytengelyűségi hibák miatt, a gördölőtestek gyakori megcsúszása, túl kis csapágyterhelések	A kenési rendszert és a kenőanyagot felülvizsgálni, üzemi feltételeket felül-vizsgálni, a csapágyat kielégítően előfeszíteni, tömítéseket megjavítani.

Rozsda és korrózió	Rozsda, illetve korróziónyomok a csapágyon.	Szakszerűtlen karbantartás, nem megfelelő csomagolás és korrózióvédelem.	Tömítéskét cserélni, kenőanyagot víztartalom szempontjából felülvizsgálni, gondosabb csapágykarbantartás, kezelés, víz, kémiai anyagok elleni fokozott védelem, kéztől izzadásszennyeződés
Berágódási nyomok	Kontaktkorrózió legfinomabb szemcséjű idegen anyagok miatt, hidegfelhegedések álló helyzetben álló helyzetben fellépő rázkódások következtében a futópálya és a gördülőtest között.	Nem kielégítő illesztési túlfedés, oszcillációs mikromozgások felépése, nem kielégítő kenőanyag, hullámzó megterhelések, álló helyzetben fellépő lengések, és vibráció.	Nagyob átfedésű illesztést választani, a belső és külső gyűrűt külön-külön szállítani, a csapágy előfeszítését beállítani, kenőanyagot felülvizsgálni, illetve csapágyat cserélni.
Kopási jelenségek	Felületi kopások, illetve az alakhúság megváltozása, bekarcolódások, érdeasségi nyomok.	Idegen szennyező a kenőanyagban, nem megfelelő kenőanyag, görgőtágulás.	A kenési módozatot és a kenőanyagot felülvizsgálni, tömítéseket kicserélni, központos futási hibák.
Elektromos áram jut a csapágyhoz	Bemályedés, hullámosodás a csapágy futópályáján.	Áram halad át a csapágyon.	Áramvezető áthidalás szükséges, a csapágyat szigetelni kell.
Benyomódások, karcok	Karcolások idegen, kemény tárgytól, leverődések a beépítés során, benyomódások mechanikus behatásokra.	Idegen szennyező anyag a csapágyban, a belső és külső gyűrűk nem kielégítően gondos párosítása, külső erőszakos behatások nyomai a csapágyakon, nem központosan futó részek erőszakos összeépítése.	Gondos összeépítés, a munkahelyi tisztaság megjavítása, minden géprész alaposan átvizsgálni, megtisztítani.
Elvándorlás, csúszó-elmozdulás	Furat- és köpenyrész felületeti tükröfényesek, vagy elszíneződnek, benyíródások észlelhetők.	Túl kis illesztési átfedés, a szorítóhüvely meghúzása nem kielégítő, eltérő hődilatációk, túl nagy terhelés.	Illesztések, az üzemi feltételek átvizsgálása, az ülékek pontosságának ellenőrzése.