7. TENGELYEK

A tengelyek a gépek forgó mozgást végző, elemeinek megfogására, vezetésére, terhelések felvételére, és gyakran teljesítmény átvitelére is szolgálnak. Vannak:
- Álló és forgó tengelyek.
- Támasztó és teljesítményt átvivő tengelyek.
- Tömör és csőtengelyek.
- Forgattyús és bütykös tengelyek.
- Hajlékony tengelyek, kardántengelyek stb.

A nagy teherbírás és merevség érdekében a tengelyek anyaga rendszerint: szerkezeti acél, nemesített acél, edzett vagy betétedzett acél (ritkán gömbgrafitos vasöntvény, öntöttvas, bronz, alumínium)

Az egyszerűbb tengelyek melegen hengerelt vagy hidegen húzott rúdacélból készülnek; az alakos, nagy sorozatban gyártott tengelyeket kovácsolják, ritkán öntik. A nagy igénybevételű tengelyeket a nagy szilárdság érdekében kovácsolni kell.

A tengelyeken csapokat alakítanak ki a csapágyak részére, és a terhelést átadó elemek felfogására, csatlakoztatására. A csapok felülete általában hengeres, ritkábban kúpos, esetleg más különleges kialakítású (pl. gömb). A nyomatékkötésekhez készítenek hornyos (retesz vagy ékkötéshez), bordás, fogas vagy poligon tengelycsapokat is.

Az elemek megfogására, megtámasztására a tengelyeken vállakat, menetes csapokat vagy furatokat, beszúrásokat, keresztfuratokat, retesz és ékhornyokat, bordákat, fogazatokat stb., alakítanak ki, amelyek jelentős feszültség gyűjtő hatást jelentenek. Az itt keletkező nagyobb feszültségeket a tengelyek kifáradásra méretezésekor figyelembe kell venni.

A tengelyek igénybevétele főleg hajlítás és csavarás. A nyírás és az axiális erőből eredő húzás vagy nyomás rendszerint elhanyagolható. A tengelyek kialakítása és terhelése bonyolult, ezért az igénybevételek számításához egyszerű modelleket: szerkezeti, terhelési és számítási modelleket használnak.

A tengely legegyszerűbb **szerkezeti modellje** rendszerint egy állandó keresztmetszetű kéttámaszú tartó. A **terhelési modellek** a tengelyre ható terheléseket koncentrált erők, nyomatékok és megoszló terhelések formájában adják meg. A **számítási modellek** a feszültségek számítására vonatkozó eljárások alkalmazásának feltételeit fogalmazzák meg.

Egy vizsgált helyen a kör keresztmetszetű tengelyben az M hajlító nyomaték okozta hajlító feszültség: $\sigma = \frac{M}{0{,}1d^3}$, az M_t csavaró nyomatékból eredő csavaró feszültség: $\tau = \frac{M_t}{0{,}2d^3}$. A két igénybevételből számított egyenértékű feszültség a Mohr elmélet szerint: $\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$, a Huber-Mises-Hencky elmélet szerint: $\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$.

Ha csak csavaró nyomaték terheli a tengelyt, a szükséges tengelycsap átmérője a következőképpen számítható: $d = \sqrt[3]{\frac{M_t}{0{,}2\tau_{meg}}}$.

A forgó tengelyeket mindig állandóan ismétlődő igénybevétel terheli, ezért azokat gyakran kifáradásra méretezik, ahol számításba veszik a feszültséggyűjtő hatásokat (az alak- vagy gátlástényezővel), a méretet és felületi érdességet (a méret és érdesség tényezővel).

Hosszú karcsú tengelyek méretezésekor az alakváltozást (a lehajlást, és az elcsavarodást) is meg kell határozni, mert egyrészt a nagymértékű lehajtás terheléstorlódást, és ezért meghibásodást okozhat a terhelést átadó elemeken, (élenfutás a csapágyakban, egyenetlen terhelés eloszlás fogaskerék foghossz mentén), másrészt ellenőrizni kell, fellép-e rezgés,

rezonancia (a kritikus fordulatszám közel kerül-e tengely üzemi fordulatszámához). A megengedett lehajlás $f_{meg}=(0,3\text{-}0,5)x10^{-3}l$, a megengedett elcsavarodás $\alpha_{meg}=(4\text{-}9)x10^{-3}$. A tengelyen levő tömegek okozta f_G lehajlás, és e tömegek Θ_t tehetetlenségi nyomatékának ismeretében számítható a tengely kritikus fordulatszáma.

A lehajlásból eredő hajlító kritikus fordulatszám: $n_k = \frac{K}{2\pi}\sqrt{\frac{g}{f_G}}$, ahol f_G a tengelyen levő G tömeg okozta lehajlás, g – a nehézségi gyorsulás. A csavaró kritikus fordulatszám: $n_{kt} = \frac{K}{2\pi}\sqrt{\frac{S_t}{\Theta_t}}$, ahol K=0,9-1,3 a tengely kialakításától függő tényező, S_t – a tengely torziós rugómerevsége, Θ_t - a tengelyen levő tömeg tehetetlenségi nyomatéka.

8. CSAPÁGYAZÁSOK

A csapágyazások feladata a forgó tengelyek megtámasztása, vezetése, a rájuk ható terhelések felvétele, átadása a gép állványszerkezetének. Alapvetően kétféle csapágyazást különböztetnek meg: gördülőcsapágyazást, ahol a forgó elemek között gördülősúrlódás alakul ki, és siklócsapágyazást, ahol a csapágyazás elemei csúsznak egymáson.

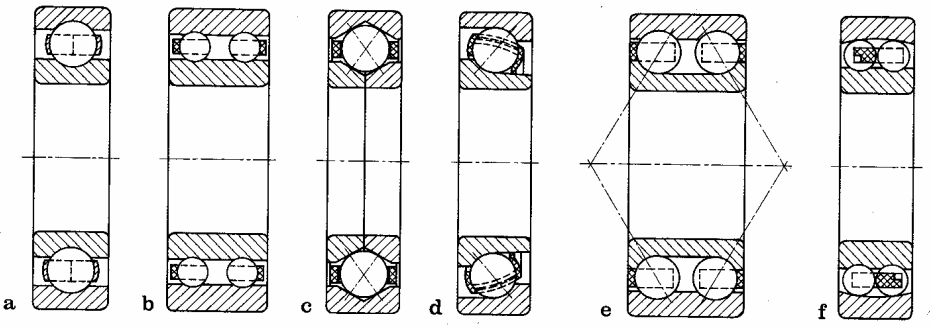
8.1 Gördülőcsapágyak

A gördülőcsapágyak rendszerint két csapágygyűrűből, a közöttük elhelyezkedő gördülő testekből, az azokat összefogó kosárból, és esetleg egyéb kiegészítő elemekből (porvédő tárcsa, tömítő tárcsa, sarokgyűrű stb.) állnak. A gördülőtest alakjától függően megkülönböztetnek golyós és görgős csapágyakat, a terhelőerő irányától függően radiális és axiális csapágyakat.

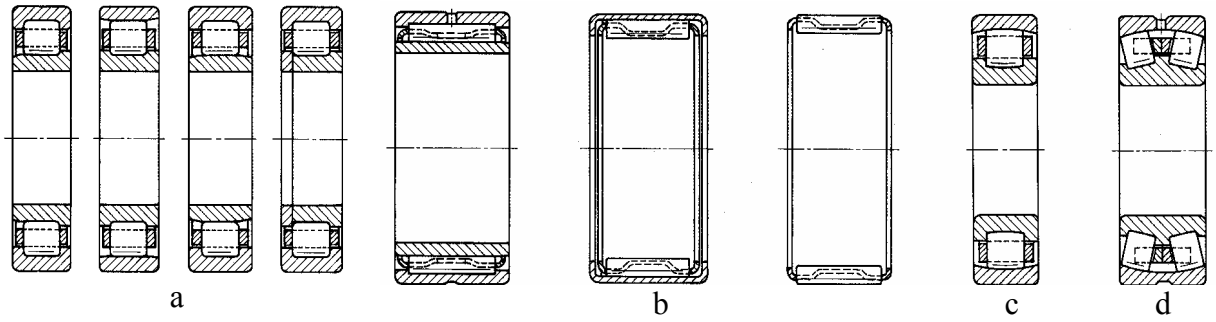
Radiális csapágyak a mély hornyú, a beálló, a ferde hatásvonalú, a négypont-érintkezésű golyóscsapágyak (54. ábra), és a hengergörgős, tűgörgős, kúpgörgős, és beálló görgőscsapágyak (55. és 56. ábra).

Axiális csapágyak lehetnek axiális golyós, beálló görgős, hengergörgős, tűgörgős, kúpgörgős csapágyak (57. ábra).

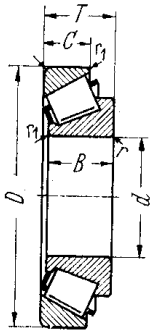
A beálló golyós- és görgőscsapágyak rendszerint kétsoros kivitelben készülnek, de vannak kétsoros mély hornyú és ferde hatásvonalú golyóscsapágyak, hengergörgős és kúpgörgős csapágyak is, sőt a hengergörgős csapágyak négysoros kivitelben is előfordulnak (pl. acélhengerművek csapágyai).



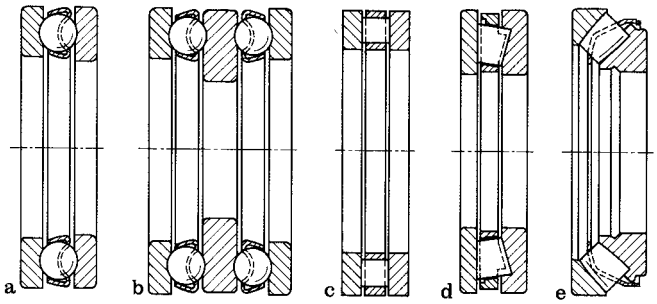
54. ábra Radiális golyóscsapágyak a – mély hornyú, b – kétsoros mélyhornyú, c – négypont-érintkezésű, d – ferde hatásvonalú, e – kétsoros ferde hatásvonalú, f – beálló



55. ábra Radiális görgőscsapágyak a– hengergörgős, b – tűgörgős, c – egysoros beálló görgős, d – kétsoros beálló görgős



56. ábra Kúpgörgős csapágy



57. ábra *Axiális gördülőcsapágyak, a, b – golyós, c – hengergörgős, d – kúpgörgős, e – beálló görgős*

A tűgörgős és a hengergörgős csapágy kivételével a radiális gördülőcsapágyak axiális erők felvételére is alkalmasak, bár egyes hengergörgős csapágy típusok is terhelhetők bizonyos mértékű axiális erővel. Az axiális csapágyak kizárólag a tengelyirányú erők felvételére szolgálnak, kivéve az axiális beálló görgőscsapágyat, amely bizonyos határig radiális erővel is terhelhető.

A gördülőcsapágyak méretei (átmérőik és szélességük) szabványosak. Mindegyik típushoz több méretsorozat tartozik, amelyek teherbírása eltérő. A fokozottabb üzemi követelmények kielégítésére a normál kivitelű gördülőcsapágyak mellett fokozott pontosságú és szűkített illetve bővített hézagú csapágyakat is készítenek.

A gördülőcsapágyak anyaga általában speciális gördülőcsapágy acél, amit teljes keresztmetszetükben átedzenek. Ritkán, különleges követelmények kielégítésére, készülnek gördülőcsapágy elemek rozsdamentes acélból, műanyagból, sőt kerámiából is.

A terhelés hatására a gördülőelemek és a futópálya érintkezési pontjában ismétlődő érintkezési feszültség (Hertz feszültség) alakul ki, ami felszíni kifáradást okoz. A gördülőcsapágyak kifáradási teherbírását a **C dinamikus alapterhelés** jellemzi. (A C az a csapágyterhelés, amely 10^6 körülfordulás alatt, 90% túlélési valószínűséggel, a csapágy felületén kifáradási károsodást nem okoz).

Kis fordulatszámon nem a felületi kifáradás, hanem a maradó alakváltozás korlátozza a gördülőcsapágy teherbírását, amit a **C_o statikus alapterhelés** jellemez (C_o az a csapágyterhelés, amely hatására az érintkezési felületen kialakuló maradó alakváltozás nagysága nem haladja meg a gördülőtest átmérő tízezred részét. Ekkor a legnagyobb terhelésű gördülőtest és a futópálya között az érintkezés feszültség mintegy 4000-4400 N/mm^2.)

A mély hornyú, a beálló, a ferde hatásvonalú, a négypont-érintkezésű golyóscsapágyak, a beálló- és a kúpgörgős csapágyak egyidejűleg radiális és axiális terhelés felvételére is

alkalmasak. Az egy időben ható kétirányú terhelés a következőképpen számítható egyenértékű terhelésekkel vehető figyelembe:

Dinamikus egyenértékű terhelés: $P = XF_r + YF_a$,

Statikus egyenértékű terhelés: $P_o = X_o F_r + Y_o F_a$.

Az X, X_o, Y és Y_o tényezők a csapágy típustól és mérettől függnek, és a katalógusokban megtalálhatók.

A tűgörgős, a hengergörgős csapágyak egy része csak radiális erővel, az axiális csapágyak (a beálló görgős kivételével) csak axiális erővel terhelhetők, ezért ezeknél a csapágyaknál $P=P_o=F_r$, illetve $P=P_o=F_a$.

A ferde hatásvonalú és a kúpgörgős csapágyakban a radiális irányú terhelő erő axiális erőt hoz létre, amelynek felvételéről rendszerint egy másik csapágy gondoskodik. Ezért ezeket a csapágyakat vagy párban egymással szembe fordítva építik be (X vagy O elrendezésben), vagy külön axiális csapágyat alkalmaznak.

A csapágy egyenértékű terhelésének számításakor ezt a belső járulékos axiális terhelést is figyelembe kell venni: előjel helyesen hozzá kell adni a külső axiális terheléshez.

A P egyenértékű terhelés és a csapágy C dinamikus teherbírása, valamint n fordulatszáma ismeretében következőképpen számítható a csapágy L, illetve L_h élettartama:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p x10^6 \, körülfordulás, illetve \qquad L_h = \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^p x10^6}{3600n} üzemóra .$$

Golyóscsapágyakra $p=3$, görgőscsapágyakra $p=10/3$.

Az elérendő élettartam a gép típusától függ, és rendszerint néhány órától 10^5 üzemóráig terjed.

A gördülő csapágyak statikus teherbírásának ellenőrzésékor az $s_o=C_o/P_o$ tényezőt határozzák meg, és az üzemi viszonyokat figyelembe véve az alapján értékelik a csapágyat. Normális körülmények között $s_o=0,8\text{-}1,2$. Erős dinamikus terhelésnél $s_o>2\text{-}3$ érték szükséges.

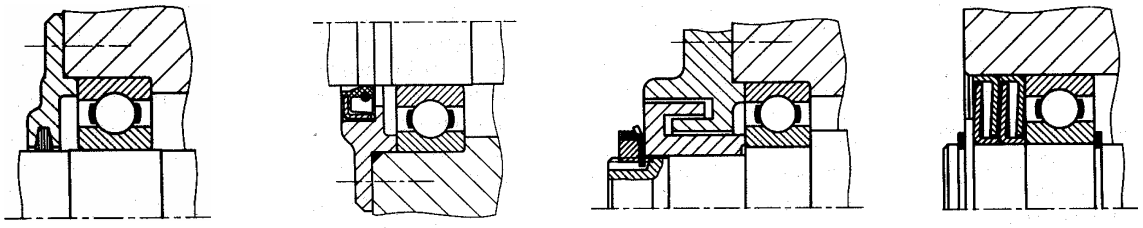
A gördülő csapágyak a fellépő tömegerők miatta csak meghatározott határfordulatszámnál kisebb fordulatszámon üzemeltethetők. A határfordulatszám függ a csapágy kialakításától, méretétől, pontosságától és kenésétől. Az olajkenésű, csapágyak határfordulatszáma magasabb, mint a zsírkenésűeké. A fokozott pontosságú csapágyak magasabb fordulatszámon üzemelhetnek, mint a normál pontosságúak.

A gördülő csapágyakat a súrlódás és a kopás csökkentése, a károsodások megakadályozása érdekében kenni kell. Főleg zsírkenést használnak (90%-ban), de magasabb fordulatszámon, vagy ha az olaj más elemek kenése miatt egyébként is rendelkezésre áll, az olajkenést választják. A nagy fordulatú gördülőcsapágyakat a kenőolaj átáramoltatásával hűtik, hogy megakadályozzák a kedvezőtlenül magas hőmérséklet kialakulását.

Vannak gyártáskor zsírral feltöltött, mindkét oldalukon tömítéssel ellátott gördülő csapágyak, amelyek utánkenésére nincs lehetőség, a betöltött zsír a csapágy teljes élettartama alatt gondoskodik a kenésről.

A gördülő csapágyak súrlódási ellenállása viszonylag kicsi, a d csapágyfurat átmérőre vonatkoztatott súrlódási tényezőjük μ = 0,001..0,005 (a T_s súrlódási nyomatékból, ha F a csapágyterhelés $\mu = \frac{2T_s}{dF}$) . Legkisebb a beálló golyóscsapágy súrlódása, de kicsi a mély hornyú golyóscsapágyé és a hengergörgős csapágyé is. A legnagyobb az axiális hengergörgős és axiális tűgörgős csapágy súrlódási vesztesége. A gördülőcsapágyak súrlódási nyomatékának számítására összefüggéseket dolgoztak ki, amelyek figyelembe veszik a terhelés, a fordulatszám, a kenés és a csapágy kialakítás hatását. Kis súrlódásuk miatt a gördülőcsapágyak előfeszíthetők, a csapágyazás játékmentessé tehető.

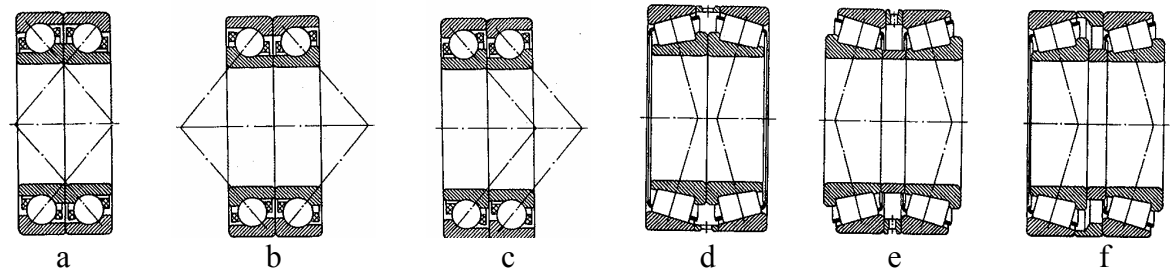
A gördülő csapágyakat hatékony tömítéssel védeni kell a szennyeződésektől, mert a szennyező anyagok a futófelületet megsértik, és ezzel jelentősen csökkentik a csapágyak élettartamát, illetve teherbírását (58. ábra). Rendszerint ajkas tengelytömítéseket használnak, amelyek hatékonyságát, erősen szennyezett környezetben, zsírgátas labirinttömítéssel fokozzák.



a b c d

58. ábra Gördülő csapágyazások tömítése a – filcgyűrűs, b – ajkas, c – labirint, d – Z-gyűrűs labirint tömítés

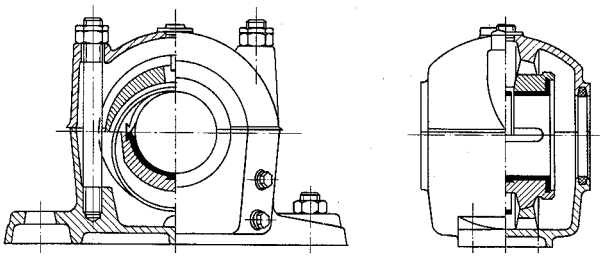
A gördülő csapágyazások szerkezeti kialakítása rendkívül változatos. Hosszú tengelyeknél vezető csapágyakat választanak, amelyek a tengelyeket mindkét axiális irányban megtámasztják, és a tengelyirányú terheléseket felveszik. Ebben az esetben a többi csapágy nem gátolhatja a tengely axiális irányú elmozdulását, mert befeszülés alakulhat ki, a csapágyazás károsodhat.
Rövid tengelyeket átágyazással alakítják ki, ahol a tengely axiális helyzetét az egyik irányban az egyik csapágy, a másik irányban a másik csapágy korlátozza, miközben a rá ható tengelyirányú terhelést is felveszi. A ferde hatásvonalú és a kúpgörgős csapágyak gyakran párban kerülnek beépítésre „X”, „O” vagy tandem elrendezésben (59. ábra).



a b c d e f

59. ábra Ferde hatásvonalú golyó illetve kúpgörgős csapágyak a,d – „X”, b,e – „O”, c,f – tandem elrendezésben

8.2 Siklócsapágyak



60. ábra Laza kenőgyűrűs siklócsapágy

A siklócsapágyak szerkezeti kialakítása nem olyan változatos, mint a gördülőcsapágyaké, de sokkal több területen használhatók. A gördülőcsapágyaknál **előnyösebbek**, mert:

- általában olcsóbbak,
- csendesebbek,
- jól csillapítanak,
- teherbírásuk nagyobb,
- magasabb fordulatszámon is használhatók,

- nagy méretben és osztott kivitelben is készülhetnek,
- egyes típusaik kenés nélkül is üzemeltethetők.

Hátrányosabbak viszont, mert:

- nagyobb a súrlódásuk,
- érzékenyek a kenéskimaradásra,
- készen nem minden esetben szerezhetők be,
- a radiális és az axiális terhelés felvételére általában külön csapágy szükséges,
- kopnak, és nem feszíthetők elő.

A siklócsapágyak fő alkotó elemei: a tengelycsap, a persely, a csapágyház, és a kenőberendezés (ha van). (60. ábra)

8.2.1. Siklócsapágyak anyaga

A tengelycsap anyaga általában normál állapotú acél, nemesített vagy edzett acél. Ritkán a súrlódás és a kopás csökkentése érdekében a csap felületét kemény bevonattal látják el. A csapágypersely anyaga a vele szemben támasztott alábbi követelményektől függ:

- nagy teherbírás,
- kopásállóság
- beágyazó-képesség
- bejáródási hajlam
- alkalmazkodás a terheléshez
- szükségfutási tulajdonságok
- korrózióállóság
- berágódási ellenállás
- a kenőanyag nevesítse (tapadjon a felületéhez).

Nincs olyan csapágyanyag, amely a tengellyel párosítva minden követelményt maximálisan kielégít, ezért a persely anyagát elsősorban a terheléstől és a kenési körülményektől függően választják ki.

A leggyakrabban használt siklócsapágy anyagok:

Csapágyfémek

Fehérfémek (Babbit). Ón vagy ólom ötvözetek, amelyek a tulajdonságok javítására kis mennyiségben rezet, nikkelt, kadmiumot is tartalmazhatnak. Az **ónötvözet** drágább, mint az ólomötvözet, de teherbírása és korrózióállósága kedvezőbb. Az **ólomötvözeteket** az olaj savtartalma megtámadja.

A fehérfémek lágyak, ezért jó a beágyazó-képességük, a bejáródási hajlamuk, az alkalmazkodó-képességük, a szükségfutási tulajdonságaik, de kis szilárdságuk miatt tömör csapágyak nem készíthetők belőlük. Főleg a nagy méretű siklócsapágyak (pl. generátor, gőzturbina, ventilátor, hajtómű, villamosmotor csapágy) futófelületét (bélését) öntik ki fehérfémből (többrétegű csapágyak), ahol a csapágypersely acél, öntöttvas vagy bronz. Kisebb teljesítményű (pl. gépjármű, kis traktor, úttisztító gép) belsőégésű motorok fő- és hajtórúd csapágyainak acél perselyei szintén vékony fehérfém béléssel készülnek (a vékony bélésfém teherbírása, az acél csapágypersely támasztó hatása miatt, elegendően nagy a motorban ébredő váltakozó csapágyterhelések felvételére).

Rézötvözetek.

Az **ónbronzok** 4-12 % ónt tartalmazó rézötvözetek, amelyek szilárdsága, kopásállósága, korrózióállósága kiváló, de beágyazó-képességük, alkalmazkodó képességük, bejáródási hajlamuk, szükségfutási tulajdonságaik lényegesen elmaradnak a fehérfémekétől. Sok területen használt csapágy anyag, amelynek kedvezőtlen tulajdonságait hatékony kenéssel, és megfelelő konstrukciós kialakítással kompenzálják.

Az **ólombronzok** 10-30 % ólmot tartalmazó csapágyfémek. Az ólom nagy része nem oldódik a rézben, hanem apró ólomszemcsék formájában oszlik el a csapágyfémben. Üzem közben a terhelés hatására a szabad ólom kinyomódik és elkenődik a súrlódó felületen, ami kiváló siklási tulajdonságokat hoz létre. Az ólombronzok beágyazó-képessége, bejáródási hajlama, alkalmazkodóképessége, kopásállósága, szükségfutási tulajdonságai lényegesen jobbak, mint az ónbronzoké. Tömör perselyek rendszerint nem készülnek belőlük, csak hasonló csapágybélések, mint a fehérfémekből. Az ólombronz bélésű csapágyperselyek teherbírása több mint kétszerese a hasonló kialakítású fehérfém bélésű csapágyakénak, ezért ezeket a perselyeket nagyobb terhelésű gépek (pl. nagyobb belsőégésű motorok: hajó, vasúti mozdony, tehergépjármű motorok, valamint dugattyús kompresszorok) csapágyazásához használják
Alumíniumbronz csapágyperselyek (10% alumínium tartalommal) is előfordulnak a gyakorlatban ott, ahol a perselyt alkotó elem a csapágyazás mellett más feladatokat is ellát (Pl. a csigakerék), vagy fontos a korrózió állóság. Az alumíniumbronz szilárdsága nagy, de siklási tulajdonságai kedvezőtlenek: gondos kenésre van szükség.
Lemezgrafitos öntöttvasból is készülhet kis terhelésű csapágypersely, amelynek grafittartalma jó szükségfutást biztosít, de rossz beágyazó és alkalmazkodó képességük miatt az öntöttvasak nagy terhelésű csapágyak készítésére nem alkalmasak. Ma már ritkán fordul elő, hogy nagy terhelésű gép siklócsapágy perselye öntöttvasból készül.
Az **alumínium ötvözetek** nem a legjobb csapágyanyagok, mégis használják azokat ott, ahol az alumínium kis sűrűsége, nagy szilárdsága és korrózióállósága előnyös. Az alumínium siklási tulajdonságait ón ötvözéssel javítják. A 6% ónt tartalmazó alumínium ötvözetből tömör siklócsapágy perselyeket készítenek. A 20% ónt tartalmazó alumíniumból, porkohászati eljárással, hasonló csapágybéléseket alakítanak ki acél csapágyperselyben, mint fehérfémből vagy ólombronzból. Ezeket a vékony alumínium ötvözet bélésű csapágyperselyeket is használják a nagyteljesítményű dugattyús gépek fő és forgattyú csapágyaiban.

Nem kent csapágyak anyaga
Nagy terhelés esetén, a súrlódás és kopás csökkentése, a berágódás megakadályozása érdekében a fém siklócsapágyakat kenni kell. Olyan területeken, ahol kenésre nincs lehetőség (igen magas, vagy igen alacsony a hőmérséklet, fokozottak a tisztasági követelmények), olyan csapágyanyagokat kell használni, amelyek kenés nélkül is üzemelhetnek. Csak olyan anyagok jöhetnek számításba, amelyek nem tapadnak a tengely felületéhez (nem alkotnak vele erős adhéziós kötést). Közéjük tartoznak a **műanyagok** (pl. PA, POM, PETP, PTFE, HDPE, UHMWPE, PI, PEEK), a kő, a gumi, a keményfém, a kerámia, valamint az erre a célra készített **fém vagy műanyag kompozitok**. A fém és műanyag kompozitok a súrlódás és kopás csökkentése érdekében szilárd kenőanyagokat (pl. grafit, MoS_2), és gyakran erősítő anyagokat is (pl. kerámia vagy szénszálakat illetve porokat) tartalmaznak. A műanyag kompozitokba kenőolajat is tehetnek.
A műanyag csapágyak előnyösebbek a fémcsapágyaknál, mert

- korrózióállók,
- vízzel és más folyadékkal is kenhetők,
- egyszerűen olcsón előállíthatók,
- tömegük kicsi,
- kis csúszási sebességen nagy terhelés felvételére képesek.

Hátrányuk ugyanakkor

- a rossz hővezető képesség,
- a kis szilárdság,
- a kis hőállóság,

- a nagy hőtágulás, és
- a kis méretstabilitás.

A műanyag csapágyak teherbírásának növelése érdekében vagy vékony csapágy perselyeket készítenek (szalagcsapágyak), vagy fém perselyekben vékony műanyag futóréteget alakítanak ki. Mindkét esetben érvényesülhet a fémpersely támasztó hatása, és a vékony műanyag réteg kedvezőbb hővezető képessége.
A nem kent csapágyak teherbírását az anyag szilárdsága, kopása és a melegedés korlátozza. A túlzott kopás és melegedés megakadályozása érdekében rendszerint a $p=F/BD$ átlagos csapágyterhelés és a $v=D\omega/2$ csúszási sebesség szorzata, a pv érték, nagyságát korlátozzák, ami nem haladhatja meg az adott anyagpárra megengedett értéket (D-a csap átmérője, B-a persely szélessége). Rossz hővezető képességük miatt a műanyag csapágyakra megengedett pv érték kicsi: 0,1-1,5 $N/mm^2 \cdot m/s$.

8.2.2. Siklócsapágyak kenése

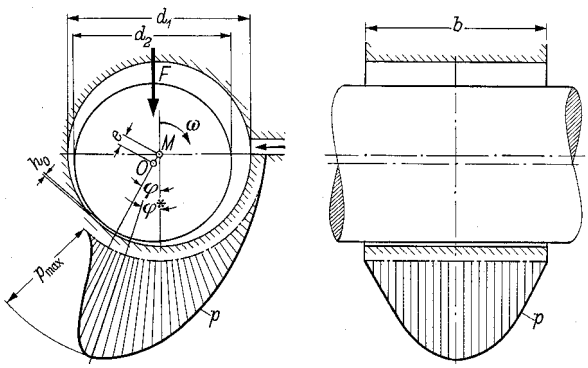
A kenés rendkívül nagymértékben megnöveli a siklócsapágyak teherbírását, csökkenti súrlódását és kopását, megakadályozza berágódását. A csapágyak kenésére olajat vagy kenőzsírt, ritkán szilárd kenőanyagot használnak.
Zsírkenést egyszerű kialakítású, kis sebességű, gyakran szakaszos forgó vagy lengő mozgást végző csapágyakban (pl. csuklókban) használnak, ahol nincs hatékony tömítés, ezért a kenőolaj kifolyna a felületek közül és szennyezné a környezetet. A zsírkenés hatékonyságának növelése érdekében a csapágypersely felületén gyakran kenőhornyokat, vagy egyéb mintázatokat alakítanak ki, amelyek meggátolják a kenőzsír kiszorulását a felületek közül és gondoskodnak a folyamatos kenőanyag ellátásról. A zsírkenésű siklócsapágyak teherbírását is gyakran a pv szorzat alapján ítélik meg.

A nagy terhelésű, gyorsan forgó tengelyek siklócsapágyait olajjal kenik. Olajkenéssel **folyadéksúrlódási állapot** alakítható ki a csapágyban, amikor a persely és a tengelycsap felületét teljes egészében folyamatos kenőfilm választja el egymástól: állandósult üzemállapotban nincs kopás, a súrlódást csak a folyékony kenőfilm nyírása idézi elő. A viszkózus folyadékfilmben kialakuló nyíró feszültség Newton törvénye szerint a következőképpen számítható: $\tau = \eta \frac{\partial u}{\partial h}$, ahol η - a kenőolaj dinamikai viszkozitása, $\frac{\partial u}{\partial h}$ - a sebesség gradiens (nyírási fok). Ezt a τ feszültséget integrálva a csapágy hordozó felülete mentén meghatározható a siklócsapágyban kialakuló súrlódási erő.
A siklócsapágyakban a folyadéksúrlódási állapot hidrodinamikus, vagy hidrosztatikus elven alakítható ki. **Hidrodinamikus kenés esetén a csapágy mozgó felülete a hozzá tapadó viszkózus kenőanyagot a tengely és a persely közötti szűkülő résbe kényszeríti, ahol nyomás alakul ki**, amely a résbe be nem férő folyadékot onnan kinyomja. Ha a nyomás elegendően nagy, elemeli a csapágy elemeket egymástól, és folyamatos összefüggő kenőfilmet alakít ki a csapágy hordozó felülete mentén. Ha a mozgás a felülettel párhuzamos (tangenciális mozgás), a folyadékfilm folyamatosan fenntartható. Ha a mozgás a felületre merőleges, csak a felületek közeledése alatt alakul ki, folyamatosan csökkenő vastagságú, folyadékfilm addig, amíg szilárdtest felületek össze nem érnek.
A csapágyrésben kialakuló hidrodinamikai nyomás (61. ábra) és az áramló kenőanyag sebesség eloszlása a hidrodinamikai kenéselmélet alapján számítható: meghatározhatók a csapágy teherbírását, súrlódási tényezőjét és kenőanyag szükségletét jellemző dimenziónélküli hasonlósági számok.

Hengeres radiális csapágy esetén ezek a hasonlósági számok a csap és a persely középpontja közötti *e* távolságot jellemző $\varepsilon = 2e/J$ relatív excentricitástól, a persely *B/D* szélesség/átmérő viszonyától és a φ_1 olajbevezetés helyétől függnek:
terhelési szám:

$$S_t = \frac{F\psi^2}{BD\eta\omega} = S_t(\varepsilon, B/D, \varphi_1).$$

súrlódási szám: $C = \frac{\mu}{\psi} = C(\varepsilon, B/D, \varphi_1)$.



61. ábra Kenőolaj nyomáseloszlás a csapágyrésben

olajfogyasztási szám:

$q_1 = \frac{Q_1}{D^3\psi\omega} = q_1(\varepsilon, B/D, \varphi_1)$, ahol $\psi = J/D$, a relatív játék, *J*-a csapágyjáték, η - a dinamikai viszkozitás, ω - a csap szögsebessége, μ - a súrlódási tényező, Q_1, a forgó csap által szállított olajmennyiség.

Amennyiben a csapágy hőmérséklete a megengedett értéket meghaladja, hűteni kell. A hűtést a legtöbb esetben a csapágyon átáramló olaj látja el. A hűtéshez szükséges olaj mennyisége az elviendő hőmennyiség ismeretében határozható meg. Amennyiben a fenti módon meghatározható Q_1-nél több olaj szükséges a csapágy hűtéséhez, ki kell számítani a többlet olaj átáramoltatásához szükséges belépő olajnyomás nagyságát.

A csapágy méretezésekor rendszerint a kialakuló minimális kenőfilm vastagságot, vagy az annak eléréséhez szükséges kenőolaj viszkozitást határozzák meg, miközben számítják a csapágy hőmérsékletét is.

Ha a h_{omeg} megengedett minimális kenőfilm vastagság ismert (pl. szabvány előírása szerint, vagy a felületi érdességek és az alakváltozások alapján kiválasztották), a szükséges kenőanyag viszkozitás a következőképpen számítható:

1. Az alkalmazási terület meghatározza a *B/D* viszonyt és a javasolt $p = F/BD$ átlagos csapágy felületi terhelést. Az F terhelés ismeretében ekkor meghatározható a D csap átmérő és B szélesség. $D = \sqrt{\frac{F}{p\frac{B}{D}}}, \quad B = \frac{B}{D}D$
2. Az ω szögsebesség ismeretében számítható az $U = D\omega/2$ kerületi sebesség és a $\psi_m = 0{,}8 \cdot \sqrt[4]{U} \cdot 10^{-3}$ javasolt közepes relatív játék.
3. A h_{omeg} megengedett minimális kenőfilm vastagság ismeretében a relatív excentricitás: $\varepsilon = 1 - \frac{2h_{omeg}}{D\psi}$.
4. Szakirodalomban rendelkezésre álló táblázatból vagy diagramból kiválasztva az ε és *B/D* értékhez tartozó S_t –t, számítható

– a szükséges viszkozitás: $\eta = \frac{p\psi^2}{S_t\omega}$,

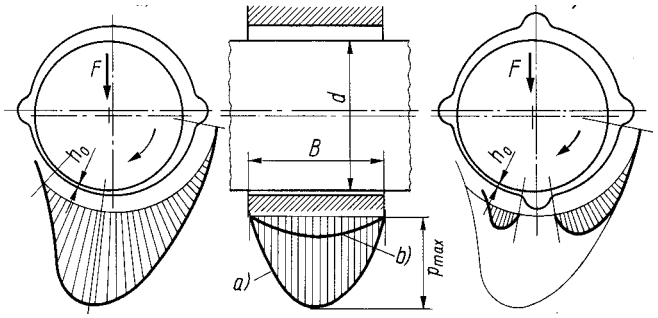
– a súrlódási tényező: $\mu = C\psi$, ahol: $C = \frac{\mu}{\psi}, \mathrm{S_t} > 1, \mathrm{C} = \frac{\pi}{\sqrt{S_t}}, \mathrm{S_t} \le 1, \mathrm{C} = \frac{\pi}{S_t}$,

– a súrlódási teljesítmény veszteség: $P_S = F\mu U$ és

– a csapágyhőmérséklet: $T_{cs} = T_k + \frac{P_s}{kA} \le T_{olajmeg}$:
– kiválasztható a kenőolaj (ISO VG viszkozitás csoportja).

5. Számítható a kenéshez szükséges olajmennyiség: $Q_1 = D^3 \psi \omega q_1$

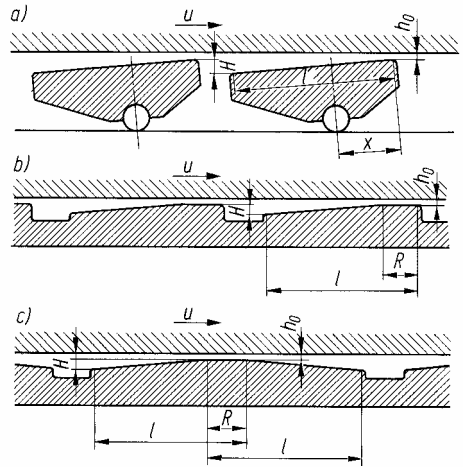
ahol $q_1 = \frac{Q_1}{D^3 \psi \omega} = 0{,}25\varepsilon\left[\frac{B}{D} - 0{,}223\left(\frac{B}{D}\right)^3\right]$, és ha indokolt, a hűtéshez szükséges olaj mennyiség is.



62. ábra Horony a terhelt csapágyfelületen lecsökkenti a kenőolaj nyomást (a helyett a b nyomáseloszlás alakul ki)

A hidrodinamikai nyomás kialakulását korlátozzák a felületi egyenetlenségek és mintázatok, ezért a csapágy és a tengely terhelt felületét simára kell munkálni: azon kenőhornyokat és táskákat nem szabad kialakítani. Kenőhorony megszakítja a nyomáseloszlás folytonosságát, és csökkenti a csapágyak teherbírását (62. ábra)

Axiális siklócsapágyak is működhetnek hidrodinamikai kenésállapotban, ahol a nyomás kialakulásához szükséges szűkülő rést vagy a csapágy felületbe munkálják bele (merevsarus csapágy), vagy a csapágyakat különálló szegmensekből alakítják ki, amelyek működés közben elbillenhetnek (billenő sarus csapágy), létrehozva az ék alakú rést (63. ábra). A hidrodinamikai kenéselmélet alapján ezekre a sarukra is levezethetők a méretezéshez szükséges hasonlósági számok. Főleg nagyméretű gépekben használnak hidrodinamikus kenésű axiális csapágyakat (vízturbinák, gőzturbinák, generátorok, ventillátorok stb. talpcsapágyai).

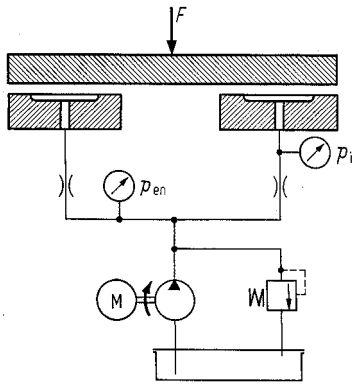


63. ábra a – beálló, b, c – merev saruk talpcsapágyakhoz

Radiális siklócsapágyak is készülhetnek több hordozófelülettel: merev vagy beálló sarukkal. Itt a tengely körül elhelyezett saruk a csapágyat radiálisan előfeszítik, növelik futáspontosságát, ezért főleg szerszámgépek főorsóinak csapágyazásánál használják.

A hidrodinamikus kenésű siklócsapágyak nagy előnye, hogy erősen csillapítanak, rövid ideig erős, lökésszerű terhelés felvételére is alkalmasak. A terhelés növekedés hatására ugyanis a csapágy felületek közelednek egymáshoz, ami nyomásnövekedést okoz a kenőfilmben, és lassítja a kenőfilm vastagság csökkenést (kiszorító hatás). Ezért alkalmaznak siklócsapágyakat a belsőégésű motorok főtengely, forgattyúkar és csapszeg ágyazásaiban.

A folyadékkenés állapot **hidrosztatikus elven** is kialakítható, ha a viszkózus kenőanyagot szivattyúval, elegendően nagy nyomással juttatják a súrlódó felületek közé. A kedvező teherbírás érdekében a csapágy felületében nyomókamrát alakítanak ki, amelyet tömítő perem vesz körül (64. ábra).



64. ábra Hidrosztatikus csapágy kenőanyag ellátása

A terhelés a csapágy hordozó felületén kialakuló nyomásdomb térfogatával arányos:

$$F = \int_{A_T} pdA = a_f p_k A_T \cdot$$

ahol p_k – a nyomás a nyomókamrában, A_T – a hordozó felület, a_f – terhelés-alakteényező.

A csapágy kenéséhez szükséges kenőanyag mennyiség a h kenőfilm vastagságtól, a p_k kamranyomástól, és a hordozó felület kialakítását figyelembe vevő q_f alakteényezőtől függ:

$$Q = \oint_K -\frac{h^3}{12\eta}\frac{dp}{dr}dK = q_f \frac{h^3}{\eta}\frac{F}{A_T} \cdot$$

A szivattyú hajtásához szükséges teljesítmény a következőképpen számítható:

$$P_p = Qp_k = a_f q_f \frac{h^3}{\eta}\frac{F^2}{A_T^2} \cdot$$

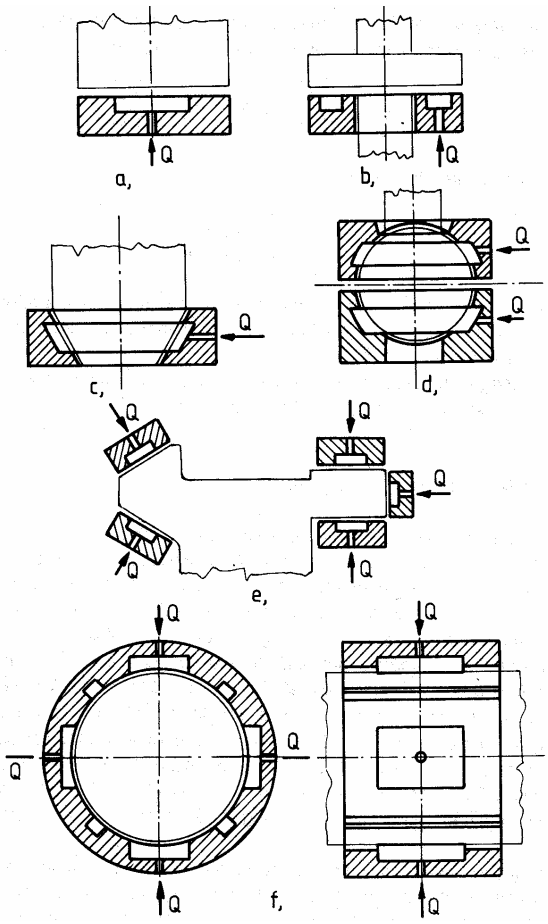
Súrlódási veszteség gyakorlatilag csak a tömítő peremek mentén keletkezik, mert a nyomókamra felett olyan vastag a kenőfilm, hogy annak nyírási ellenállása elhanyagolható:

$$P_S = \int_{A_D} u\tau dA_D \cong \eta\frac{U^2}{h}A_D \cdot$$

A nyomókamrák térbeli elrendezésével különböző irányú erők felvételére alkalmas hidrosztatikus csapágyazások és vezetékek alakíthatók ki, ahol az egymással szemben elhelyezett nyomókamrák a csapágyakat előfeszítik, merevebbé teszik. A 65. ábra mutat néhány jellegzetes több hordozó felületű hidrosztatikus ágyazást.

A több hordozó felületű hidrosztatikus ágyazások teherbírása az egyes hordozó felületek teherbírásának vektoriális összegzésével, a kenőanyag szükséglet, a szivattyú teljesítmény és súrlódási veszteség pedig az egyes hordozó felületekre kiszámított mennyiségek összeadásával határozható meg.

Ha egyetlen szivattyú szállítja a kenőolajat, a több hordozó felületű hidrosztatikus ágyazások egyes hordozó felületeit szabályozó elemekkel kell ellátni annak érdekében, hogy ne csökkenjen le a kamranyomás a terhelt hordozó felületeken.



65. ábra Hidrosztatikus ágyazások

A hidrosztatikus ágyazások üzemeltetése energia igényes. A csapágy működtetéséhez szükséges összes teljesítmény a szivattyú teljesítmény és a súrlódási vesztség összege. Miután mindkettő függ a kenőanyag viszkozitásától és a kenőfilm vastagságától, számítható a csapágyazás energia igénye szempontjából optimális viszkozitás, vagy kenőfilm vastagság, amelynél az összes energia igény a legkisebb.