

SZÉCHENYI ISTVÁN EGYETEM
KÖZLEKEDÉSGÉPÉSZETI INTÉZET

Horváth Györgyné – Lodesz István

MŰSZAKI RAJZ – GÉPELEMEK (GÉPELEMEK)

(a gépjármű- és vasútüzemi szakok számára)

KÉZIRAT

Nemzedékek tudása

Lektorálta: Bándy Alajos
egyetemi adjunktus

TARTALOMJEGYZÉK

Bevezetés	7
1. A gépelemek szilárdsági méretezésének alapjai	11
1.1 Igénybevételek, feszültségek és alakváltozások	11
1.2 A megengedett feszültség megválasztása, a biztonsági tényező	13
1.3 Kifáradási határfeszültség. Az ismétlődő igénybevételek jellemzői	14
1.4 Kifáradási határt módosító tényezők	16
1.5 Kifáradási biztonsági terület	19
2. Kötőgépelemek	21
2.1 Kötőgépelemek, kötési módok csoportosítása ...	21
2.2 Csavarmentekkel kapcsolatos alapfogalmak	22
2.3 Csavarment profilok, jellemző méretek	24
2.4 A csavarmenteken keletkező erőhatások	27
2.5 Csavarkötések szilárdsági méretezése statikus terhelések esetén	30
2.6 Csavaroknál felhasználható anyagminőségek	36
2.7 A csavarkötés elemeiben kialakuló feszültségeloszlások és az elemek szerkezeti kialakítása	36
2.8 Csapszegek, szegek, rögzítőelemek	41
2.9 Ék- és reteszkötések	44
2.10 Bordás és alakos tengelykötések	47
2.11 A szegecskötés	49
2.12 Hegesztési módok, varratfajták, szerkezetek kialakítása	51
2.13 Zsugorkötések kialakítása és készítése	54
2.14 A zsugorkötés méretezése	56
2.15 Forrasztott kötések	58
2.16 Fémek ragasztása	59
3. Tengelyek	61
3.1 A tengelyek osztályozása	61
3.2 A tengelyek kialakítása	62
3.3 A tengelyek anyagai	64
3.4 A tengelyméretezés elvei	65
3.5 A tengelyek kritikus fordulatszámja	70
3.6 A tengely anyagának kifáradása	72
3.7 Szerkesztési szempontok fáradásos törések elkerülésére	74

4.	Tengelykapcsolók	77
4.1	Tengelykapcsolók feladata, csoportosítása, általános méretezési elve	77
4.2	Tengelykapcsoló típusok	78
4.21	Merev tengelykapcsolók	78
4.22	Mozgó tengelykapcsolók	82
4.23	Hajlékony tengelykapcsolók	85
4.24	Rugalmas tengelykapcsolók	87
4.25	Oldható alakzáró tengelykapcsolók	92
4.26	Oldható erőzáró tengelykapcsolók	94
4.27	Különleges tengelykapcsolók	99
5.	Csapágyak	105
5.1	Csapágyak feladata, fajtái	105
5.2	Kendőanyagok	106
5.3	Siklócsapágyak	108
5.31	Siklócsapágyak tulajdonságai	108
5.32	Súrlódási- és nyomásviszonyok	108
5.33	A siklócsapágyak üzemi hőmérséklete, olajszükséglete	112
5.34	Siklócsapágyak méretezése	113
5.35	Kendőberendezések	115
5.36	Csapágyperselyek	117
5.37	Siklócsapágy-szerkezetek	120
5.371	Hordozócsapágyak	120
5.372	Belső égésű motorok csapágyai	120
5.373	Vasúti kocsik siklócsapágyai	122
5.374	Támasztó-csapágy szerkezetek	124
5.4	Gördülőcsapágyak	124
5.41	Gördülőcsapágyak tulajdonságai, osztályozása	124
5.42	Gördülőcsapágyak fajtái	126
5.421	Gyűrűs golyócsapágyak	126
5.422	Gyűrűs görgőcsapágyak	127
5.423	Tárcsás csapágyak	129
5.43	Gördülőcsapágyak méretezése	129
5.44	Gördülőcsapágyak tömítése	131
5.45	Gördülőcsapágyak beépítése	132
6.	Dörzshajtások és súrlódásos végtelenített hajtások	137
6.1	Dörzshajtás	137
6.2	A súrlódásos végtelenített hajtások elrendezése és alapösszefüggései	142
6.3	Szíjcsúszás	144
6.4	Az ékszíjhajtás tulajdonságai	145
6.5	Az ékszíjhajtás szerkezeti elemei	147
6.6	Fogasszíjhajtás	148

7. Fogaskerekek	151
7.1 A fogaskerekek csoportosítása	151
7.2 A fogaskerekek geometriája	154
7.3 Elemi fogazat	160
7.4 Kompenzált fogazat	161
7.5 Általános fogazat	162
7.6 Ferde fogazat	164
7.7 Kúpfogaskerekek	167
7.8 Fogaskerekek szilárdsági méretezéséről	169
7.9 Csigahajtás	171
7.10 Hajtóművek	174
7.101 Fogaskerék hajtóművek	174
7.102 Csigahajtóművek	179
7.11 Különleges hajtóművek	181
7.111 Cyclo-hajtóművek	182
7.112 Fogaskerék hullámhajtóművek	185
8. Rugók	187
8.1 A rugók felhasználása és anyagaik	187
8.2 Hajlítói igénybevétellel terhelt fémrugók	188
8.3 Csavaró igénybevétellel terhelt fémrugók	192
8.4 Nem fémes anyagú rugók	195

Gépelemeken a minden gépen, vagy legalábbis a gépek valamely csoportján előforduló, egyes részleteiben szabványos alkatrészeket értjük. Ebben az értelemben az összetett - tovább bontható - szerkezeti egységeket is alkatrészeknek tekinthetjük.

A gépgyártás korai időszakában - legalább a múlt század közepéig - élt gépszerkesztőnek gépe legapróbb részleteit, a beépítendő csavarokat is külön-külön meg kell terveznie, a gyártás során pedig egyenként kellett illeszteni a csatlakozó alkatrészeket. Ez nemcsak hosszadalmas munkával járt, hanem az alkatrészek egymás közti cserélhetőségét is kizárta.

A gépgyártás fellendülésével egyre világosabb lett, hogy az eltérő rendeltetésű gépekhez is nagyrészt azonos építőelemek használhatók, melyeket célszerű egységesíteni, szabványosítani. Az egységes előírásoknak megfelelő alkatrészek nagy tömegben gyárthatók, készletben tarthatók és egymás között korlátlanul cserélhetők, a gépszerkesztőt pedig sok részlettervezési munkától mentesítik azért, hogy a gép számos alkotóelemét egyszerűen kikeresheti a szabványos alkatrészek választékából. Nyilvánvaló, hogy mindez nagy gazdasági előnnyel jár.

Mint látható az egységesítés elválaszthatatlan a tömeges előállításától. Tömegesen gyártani azonban csak olyan gépalkatrészeket érdemes, amelyek a legtökéletesebben megfelelnek rendeltetésüknek, valamint a gyártástechnológiai és gazdaságossági követelményeknek. E kívánalmak optimálisan csak a műszaki- és természettudományok eredményeinek lehető legnagyobb mértékű felhasználásával teljesíthetők.

A tudományos alapokon álló gépszerkesztés problémáival foglalkozó egyik tudományterület - a gépelemek - a gyakorlati igényeknek megfelelően a századforduló időszakában teljesen önállósult és azóta óriási fejlődésen ment át. Fejlődése ma is töretlen, amihez hazai szakembereink jelentősen hozzájárulnak.

Az elektronikus számítógépek elterjedését megelőzően a gépelemek témaköre művelőinek egységes törekvése volt, hogy a gyakorlati méretezésekhez szükséges számításokat a lehető legnagyobb mértékben egyszerűsítsék. A számítási formulák egyszerűsítésére sok elhanyagolással, ill. közelf-

tő feltevással éltek, a számítási folyamatokat apró lépésekre bontották és az állandónak tekinthető - gyakran különböző dimenziójú - mennyiségeket lehetőleg összevonták egyetlen állandóvá (ez megszüntette az egyenletek mértékfüggetlenségét). A jelenleg közkezen forgó szakirodalom részben még e törekvéseket tükrözi.

Mivel a modern számítástechnika hazai viszonylatban is rohamosan terjed, csökkent a gyakorlati számítások minden áron való egyszerűsítésére irányuló törekvés. Számítástechnikai nehézségek egyre kevésbé korlátozzák az elméleti alaptudományok gyakorlati alkalmazását, ezért jelentős változás van folyamatban mind a gépelemek kialakult tárgyalásmódjában, mind a méretezésekkel kapcsolatos szemléletben, ami a számítások pontosságának növekedésével jár és egyre tökéletesebb gépek szerkesztésének lehetőségét biztosítja a társadalom növekvő igényének megfelelően.

A gépelemek tárgyalásmódjában komoly változásokkal járt az SI kötelező bevezetése és a mértékfüggetlen egyenletek használatára irányuló törekvés is, mely utóbbi azonban némelykor nehézségbe ütközik a tapasztalati formulák területén.

Mivel az üzemmérnököknek nem kell bonyolultabb gép-méretezési feladatokat megoldaniuk, gyakorlati munkájuk során nincs szükségük a legpontosabb (és legkomplikáltabb) számítási eljárásokra. Ezek csak a gépszerkesztés specialistáinak érdeklődésére tarthatnak számot, amit a jegyzet összeállításánál is figyelembe vettünk.

A Gépelemek - mint tantárgy - tudományos alapon foglalkozik a gépalkatrészek kialakításának és méretezésének kérdéseivel, valamint üzemviszonyaik vizsgálatával. Ezen túlmenően leíró ismertetést ad a gépelemekről (ábrázolásukat is ideértve) és tárgyalja felhasználásuk lehetőségeit, beépítésük módjait (sőt egyes esetekben gyártástechnológiájukat is).

Mivel a gépelemeket leggyakrabban szilárdsági alapon méretezzük, ismertetésük pedig magában foglalja ábrázolásukat is, a Gépelemek ismeretanyaga igen szorosan kapcsolódik a Mechanika tantárgyhoz és a Műszaki rajzhoz. Utóbbival különösen szoros a kapcsolata, hiszen a géprajz célja lényegében nem más, mint a gépek, gépalkatrészek, ezen belül a gépelemek egységes és célszerű ábrázolása. Ezért a Műszaki rajzot (Géprajzot) a Gépelemek szerves részének kell tekinteni. Ennek megfelelően főiskolánkon is egyetlen tantárgy keretében foglalkozunk a géprajz és a gépelemek témakörreivel.

A gépelemek kialakításakor messzemenően figyelembe kell venni előállításuk technológiai követelményeit is, ezért technológiai ismeretek is szükségesek a tárgy mélyebb megértéséhez. Az alaptudományok közül főként a matematika és a fizika eredményeit hasznosítja a Gépelemek.

Jegyzetünk megírásakor nem teljességre törekedtünk, hanem arra, hogy műszaki - forgalmi szakembereknek alapvető ismereteket nyújtsunk a gépelemek tárgyköréből. A téma iránt mélyebben érdeklődők a gépelemek hazai szakirodalmában számos kiváló és könnyen hozzáférhető művet találhatnak.

1. A GÉPELEMENK SZILÁRDSÁGI MÉRETEZÉSÉNEK ALAPJAI

1.1 Igénybevételek, feszültségek és alakváltozások

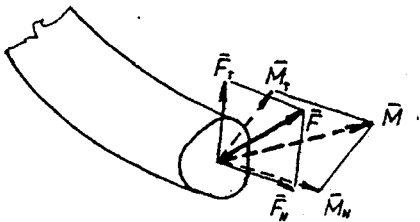
A gépalkatrészeket leggyakrabban szilárdsági alapon, a megengedhető feszültség vagy - ritkábban - a megengedhető alakváltozás figyelembevételével méretezzük.

A megengedhető feszültségen alapuló méretezéshez szükséges az igénybevétel meghatározása és a felhasznált szerkezeti anyag szilárdsági tulajdonságainak ismerete. A méretezéssel el kívánjuk érni, hogy a ténylegesen kialakuló feszültségek a megengedettet minél jobban megközelítsék, de ne lépjék túl. A valóságos feszültséget - a feladat természetétől függően - csak többé-kevésbé korlátozott pontossággal határozhatjuk meg, és legtöbbször az anyag szilárdsági jellemzőit sem pontosan az adott feladatnak megfelelően ismerjük (pl. a méretezendő alkatrészt érő igénybevételek időbeli lefolyása és együttes hatása többnyire nem egyezik meg az anyagvizsgálat során alkalmazott igénybevételekkel). Az így adódó bizonytalanságot a megengedett feszültség óvatos megválasztásával igyekszünk ellensúlyozni, ami esetenként jelentős túlméretezéshez vezethet, más esetben azonban néha, mégsem elegendő a törések megelőzésére.

Az elemi szilárdságtanból ismert egyszerű összefüggések a legtöbb gyakorlati esetben csak közelítően írják le a valóságos állapotot, ennek ellenére igen gyakran használjuk őket, mert a nem nagyon kényes méretezési problémák megoldásakor nem törekszünk nagy pontosságra.

A feszültségek és alakváltozások kiszámításának első szükséges követelménye az adott keresztmetszetet terhelő igénybevételek fajtájának megállapítása. Ehhez az alkatrészt a vizsgált keresztmetszetet tartalmazó síkkal gondolatban kétfelé vágjuk és meghatározzuk az egyik részre ható erőrendszer eredőjét. Ez általában társerőrendszer. Ennek eredőjét a keresztmetszet súlypontján átmenő hatásvonalba áthelyezve megkapjuk a keresztmetszetet terhelő F erőt és M nyomatékot (1.1 ábra). Általában mind az erő-, mind a nyomatékvektornak van a keresztmetszet síkjában fekvő és rá mérőleges komponense. A négy komponens hatása a következő:

\bar{F}_N -húzás vagy nyomás



1.1 ábra

\bar{F}_t - nyírás

\bar{M}_N - csavarás (ez szigorúan véve akkor igaz, ha a keresztmetszet súlypontja és a τ -középpontja egybeesik)

\bar{M}_T - hajlítás

Eszerint a négy komponens a négy alapigénybevételnek felel meg, melyek közül általában egyidejűleg több is hat.

Az elemi szilárdságtan szerint az egyes igénybevételek hatására kialakuló feszültségeket meghatározó alapvető egyenletek - egyenes rudakra a következők:

Húzás - nyomás $\sigma = \frac{F_N}{A}$

Nyítás $\tau = \frac{F_T}{A}$

csavarás $\tau = \frac{M_T}{L_p}$

Hajlítás $\sigma = \frac{M_N}{K}$

Ha az egyszerű igénybevételek közül egyidejűleg legalább kettő terheli a keresztmetszetet, összetett igénybevétel áll fenn. Ennek egyszerűbb esete az egyirányú összetett igénybevétel, amikor csak egynemű feszültségek ébrednek, s ezek algebrailag összegeezhetők.

Többirányú összetett igénybevétel esetén σ és τ feszültség is ébred, melyekből valamelyik feszültségelmélet alapján számítjuk ki a σ_r egyenértékű redukált feszültséget.

Ha a méretezendő alkatrészt az átlagos üzemi igénybevételen felül lökésszerű terhelések is érik, ezeket az átlagos (statikus) igénybevételnek a dinamikai tényezővel való szorzása útján szokás figyelembe venni.

Fontos még tudni, hogy bizonyos esetekben (pl. ugrás-szerű keresztmetszetváltozások környezetében) igen nagy helyi feszültségtorlódások fordulhatnak elő, így a valóságban helyenként a szilárdságtan alapképleteivel kiszámítható feszültségek többszöröse is felléphet, ami nem hagyható figyelmen kívül.

1.2 A megengedett feszültség megválasztása, a biztonsági tényező

A megengedhető feszültség helyes megválasztása - látványosan egyszerűsége ellenére - a szilárdsági méretezések egyik legnehezebb problémája. Ennek ellenére a gépészetben a megengedett feszültségre való méretezés terjedt el.

A megengedett feszültséget az alkatrész használhatatlanságát okozó határfeszültségnek biztonsági tényezővel csökkentett értékeként fejezzük ki:

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

A $\sigma_{\text{határ}}$ az anyag tönkremenetelét jellemzi, s értéke attól függ, mi a méretezés feladata. Ettől függően az anyag más-más szilárdsági jellemzője jelenti a határfeszültséget. Ezek a következők lehetnek:

- rideg anyagok az R_m szakítószilárdság elérésével válnak használhatatlanná,
- képlékeny anyagoknál a R_{eH} folyáshatár jelenti a határfeszültséget, mert az anyag alakváltozása itt már káros mértéket ölt,
- magas hőmérsékletű helyeken az anyag melegfolyáshatára (R_L) a mérvadó, vagy a tartósfolyáshatár.
- hosszú, nyomott rudak esetében a törőfeszültség elérése a mértékadó. Ez az anyagjellemzőkön kívül a rúd geometriai méreteitől függ.
- a váltakozó igénybevételeknél fellépő anyagfáradás esetén a kifáradási határt kell határfeszültségnek tekinteni.

Az "n" biztonsági tényező értéke igen sok tényezőtől függ tapasztalati érték. Helyes, ha ezeket a tényezőket külön vizsgálják és hatásukat külön értékelik. A biztonsági tényező értéke ezen hatások biztonsági tényezőinek egyszerű összeszorzásával kapható. A biztonsági tényező értékét befolyásolják: számítási hibák, gyártási pontatlanság, az anyag szerkezeti hibái, az ellenőrzés szintje stb.

A valóságban rendszerint sem a ténylegesen ébredő feszültséget, sem az éppen adott igénybevételre érvényes szilárdsági határértéket nem ismerjük pontosan. Ezért a biztonsági tényező nem a túlterheléssel szembeni tényleges biztonságot fejezi ki, hanem inkább a számítási bizonytalanságának mértékével függ össze (minél nagyobb a bizonytalanság, annál nagyobb a biztonsági tényező). Szab os értel-

mezés szerint a biztonsági tényező a nem kívánatos állapotot előidéző igénybevételnek és a méretezés alapjául szolgáló igénybevételnek a hányadosa.

1.3 Kifáradási határfeszültség. Az ismétlődő igénybevételek jellemzői

A múlt század közepe táján A. Wöhler figyelmét a vasúti járművek tengelyeinek sorozatos törése hívta fel arra, hogy az elemek jóval a statikus vizsgálattal megállapított szilárdságnál kisebb feszültségen tönkremennek, ha ismételten váltakozó terhelések hatnak rájuk. A tervező mérnökök rájöttek arra, hogy az addig kialakult statikus méretezési módszer az időben változó terhelések esetére nem alkalmazható.

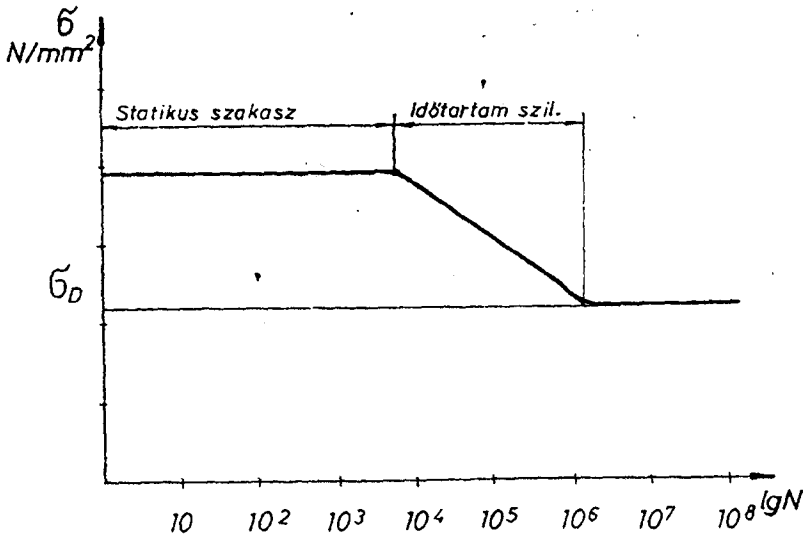
Wöhler határozta meg először kísérletekkel a vasúti járművek tengelyeinek kifáradási határát, és vizsgálta a tengelyek forgó hajlító igénybevételére az - nagyon jó közelítéssel igaznak bizonyuló - állandó amplitúdójú, az időben szinuszosan változó igénybevételeket. Eredeti vizsgálatainak célja a törést okozó feszültség meghatározása volt, az igénybevétel - ismétlődések számának függvényében. Az eredmények erősen szóródtak ugyan, de egyértelműen megmutatták, hogy a függvénygörbe (Wöhler-görbe) lényegében három, egymástól jól elkülönülő szakaszra osztható, ami különösen jól látható, ha a független változó értékeit logaritmikus léptékben vesszük fel (1.2 ábra). Az első szakaszban - acélok esetén kb. 10^4 ismétlődésig - nem csökken a törést okozó feszültség, majd mintegy 10^6 -ig csökken, végül 10^6 ismétlődéstől ismét nem változik. A harmadik szakaszhoz tartozó feszültséget (σ_D) kifáradási határnak nevezzük.

Fentiekből következik, hogy mintegy 10 000 ismétlődésig nem kell anyagfáradással számolnunk, ha pedig törés szempontjából korlátlan élettartamra törekszünk, ismétlődő igénybevétel esetén σ_D figyelembevételével kell méreteznünk.

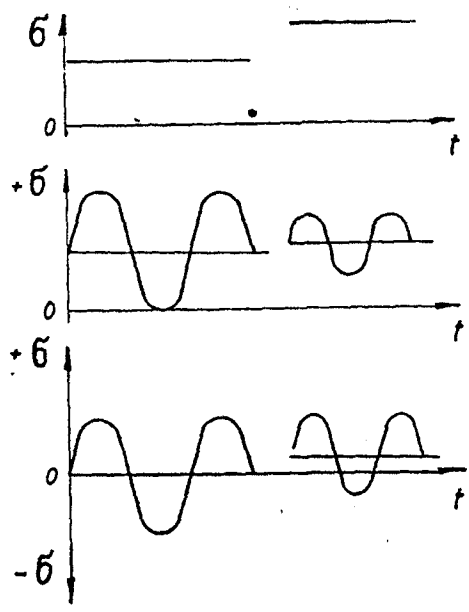
Az időtartam szilárdság szakaszának az adott élettartamra való méretezés során van jelentősége.

A váltakozó igénybevételekkel Bach is foglalkozott, s nem sokkal Wöhler után osztályozta ezeket. Eszerint megkülönböztetünk

- nyugvó terhelést (statikus): a terhelés az időben állandó, (1.3 a) ábra),



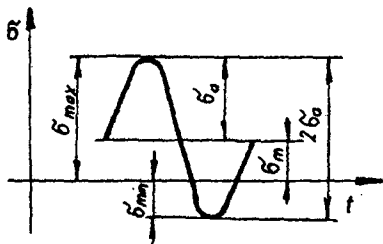
1.2 ábra



1.3 a), b) c) ábra

- lüktető terhelést: a terhelés egy felső és alsó határ között - valamilyen pl. szinuszos lefolyással - változik előjelváltás nélkül. Ennek speciális esete, amikor az egyik szélső határa a zérussal egyenlő, (1.3 b) ábra),

- lengő terhelést: a terhelés egy felső és egy alsó határ között változik, de a felső és alsó határ közül az egyik pozitív, a másik negatív értékű. Ennek speciális esete, amikor a középpértéke éppen zérussal egyenlő, (1.3 c) ábra).



1.4 ábra

(1.4 ábra). Ezek egyértelműen meghatározzák a felső (σ_{max}) és alsó (σ_{min}) feszültséghatárt is.

1.4 Kifáradási határt módosító tényezők

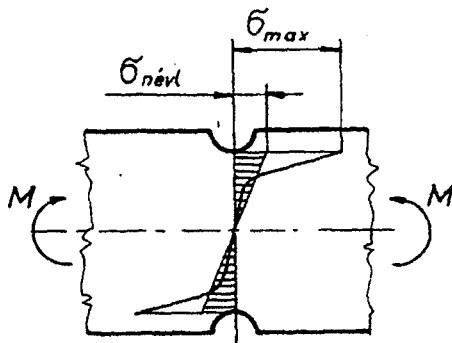
A szabványos próbatesteken végrehajtott anyagfárasztási vizsgálatok eredményeit gyakorlati felhasználás előtt rendszerint korrigálni kell, mivel számos körülmény módosíthatja a kifáradási határt. A következőkben röviden összefoglaljuk a módosító tényezőket.

A kísérletek azt bizonyították, hogy az alkatrész méretének növelésével a kifáradási határ csökken. Ez fokozottan érvényesül egyenlőtlen feszültségeloszlás és ötvözött anyagok esetén. A csökkenés mértékét a K_d mérettényezővel vesszük figyelembe, ha a próbatest a szokásos 10 mm átmérőjűnél nagyobb (a mérettényező régi jelölése f). A tényező értéke megmutatja, hogy a méretnövekedés függvényében a próbapálcára vonatkozó érték hány %-ára csökken a kifáradási határ.

A gépalkatrész alakjának hatása a kifáradási határra igen lényeges és semmiképpen nem hagyható figyelmen kívül. A jelenség oka, hogy az alkatrészekben keresztmetszet-változások vannak, melyek megzavarják a feszültségeloszlást. Egyes helyeken nagy feszültségtorlódások keletkeznek, így a valódi feszültség maximuma a szilárdságtan alapképleteiből kiszámítható értékeknek többszöröse is lehet.

A tökéletesen rugalmas anyagból készült alkatrészek keresztmetszet-változásainak feszültséggyűjtő hatását az ún. K_t alaktényezővel adhatjuk meg. (ezt régen α_K -val jeölték).

Az alaktényező értékét a bemetszés okozta legnagyobb helyi feszültség és az átlagos (névleges) feszültség hányadosa adja meg. (1.5 ábra.)



1.5 ábra

$$K_{t\sigma} = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{névl}} = \frac{\sigma_{red. max}}{\sigma_{red. névl.}}, \text{ ill. a } \frac{\tau_{max}}{\tau_{névl.}}$$

A kifáradási határt csökkentő tényező (régi nevén β_K gátlástényező) a simára polírozott és a bemetszett próbatestek kifáradási határának arányából nyerhető:

$$K_{f\sigma} = \frac{\sigma_D}{\sigma_D'}$$

A $K_{f\sigma}$ az anyag sajátosságától is függ, értékét ezért kísérlettel lehet meghatározni, ezért közvetett módot kerestek és találtak a meghatározására. Thum és Lehr bevezették az érzékenységi tényezőt (η -t) a σ feszültségekre:

$$\eta = \frac{K_{f\sigma} - 1}{K_{t\sigma} - 1}, \text{ ebből a } K_{f\sigma} \text{ meghatározása}$$

$$K_{t\sigma} = \eta(K_{t\sigma} - 1) + 1.$$

Csúsztatófeszültségekre az összefüggés a következő (mivel $K_{t\tau}$ különbözik $K_{t\sigma}$ -tól):

$$K_{t\tau} \tau = \eta (K_{t\tau} - 1) + 1.$$

A megmunkált alkatrész felületén hullámosságot, érdességet találunk. Ezek a felületi érdességek szintén csökkentik a kifáradási határt, az érdességet okozó felületi korrózió még erősebben.

A felület mechanikai megmunkálásának hatását K_{Ra} tényezővel vesszük figyelembe, vagyis a sima polírozott próbapálcával nyert kifáradási határt e tényezővel kell szorozni, ily módon nyerjük a polírozott felületi minőségtől eltérően megmunkált próbatestek kifáradási határát. A kifáradási határ csökkenése annál nagyobb mértékű, minél nagyobb az acél szakítószilárdsága.

Korróziós kifáradásnak emlegetik azt a jelenséget, amikor az acélananyag kifáradásának kifejlődésével egy időben hat valamilyen agresszív közeg. Ebben az esetben a fém felületi rétegében az alapkristályokban képződnek mikrorepedések. A korróziós kifáradást és hatását a kifáradási határra a K_{Rakorr} tényezővel vesszük figyelembe, amelyet a következőképpen értelmezünk:

$$K_{Rakorr} = \frac{\sigma_{D \text{ korr}}}{\sigma_D \text{ levegő}}$$

A σ_{DKorr} - a vizsgált próbatest kifáradási határa korróziós közegben,

a σ_D levegő pedig a levegőben mért kifáradási határa.

A K_{Rakorr} régebbi szakkönyvekben K -val jelölték.

A kifáradási határt módosító többi tényező hatása igen változatos, ezért általános érvényű számszerű adatokat nem nagyon lehet megadni velük kapcsolatban. Néhány minőségi megállapítás azonban általánosítható.

A felületi kezelések közül a felületi edzés a nitrálás és a felület mechanikus keményítése (görgözése) igen kedvező hatású. Ezzel szemben a galvanikus fémbevonatok általában kedvezőtlenek (bár a korrózió megakadályozása révén kedvezőek is lehetnek).

A hidegalakítás kedvező hatású, ha nyomófeszültséget idéz elő, káros azonban, ha húzófeszültség keletkezésével jár. Általában a belső feszültségek előjelüktől függően hasznosak vagy károsak lehetnek a kifáradási határ szempontjából.

A hőmérséklet hatása igen érdekes. Az acélananyagok hőmérsékletének növelésekor a kifáradási határ kb. 300 °C-ig

nő, majd csökken, de $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ -on is meghaladja a $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ -on mérhető értéket. Gyakori ezért, hogy a kifáradási határ nagyobb az alsó folyási határnál. Természetesen azonban ilyenkor sem engedhetünk meg R_L -nél nagyobb feszültséget.

A nagyon kis hőmérsékletek tartományában (- de már - $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ -on is) jelentősen nőnek a statikus szilárdsági értékek, s velük a kifáradási határ is. Ilyenkor azonban az acélanyagok elridegednek, ami a méretezés során nagy óvatosságra int.

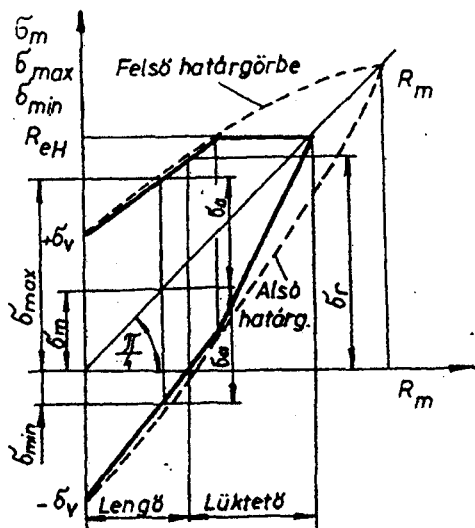
Az igénybevétel ismétlődésének frekvenciája is hat kismértékben a kifáradási határra, mely mintegy 130 Hz -től kezdve a frekvencia növelésekor észrevehetően nő.

1.5 Kifáradási biztonsági terület

A váltakozó igénybevételek határát az anyagra fázasztó kísérletekkel lehet meghatározni. A kísérletekkel meg lehet határozni minden 6 m közép feszültséghez egy kifáradási határt. Ez úgy történik, hogy állandó 6 m értéknél a σ_{max} értéket változtatják és a kísérletet addig az N ismétlődési számig végzik, amíg az anyag nem törik. Így minden kísérlet a Wöhler-görbe egy-egy pontját adja. Ezzel a módszerrel egész sor kifáradási diagramot lehet meghatározni, ami a gyakorlat számára nehezen kezelhető. Érthetőek tehát azok a törekvések, melyek a kevesebb kísérleti munkát kívánó, ugyanakkor sok információt tartalmazó diagramok megalkotására irányultak. E törekvések eredményeként sokféle ábrázolási mód alakult ki, melyek közös sajátossága, hogy biztonsági területeket határoznak meg.

A gépszerkesztéshez leggyakrabban a Smith-féle diagramot használják. Nézzük röviden ezt az ábrázolást.

A Smith-féle ábrázolás során az ismétlődő igénybevételhez tartozó közép feszültség függvényében a kifáradást okozó határfeszültségeket tüntetjük fel. (1.6 ábra.) A diagram szerkesztésekor célszerű először a $\sigma_m = f(\sigma_m)$ vonalat (az origón átmenő $\frac{\pi}{4}$ rad hajlásszögű egyenest) feltüntetni. Az egyes közép feszültségekhez tartozó, kifáradást okozó határfeszültség - amplitúdókat innen mérhetjük fel a megfelelő Wöhler-görbe alapján mindkét irányban. Így megkaphatjuk a diagram felső és alsó határgörbéjének tetszőleges számú pontját, majd ezek összekötésével a határgörbét (az ábrán szaggatott vonallal felüntetve). Mivel a gyakorlatban a folyáshatárt meghaladó feszültség nem engedhető meg, a felső határgörbének R_{eH} feletti sza-



1.6 ábra

kaszát nem vesszük figyelembe, a megmaradó szakaszt pedig - jó közelítéssel - egyenessel helyettesíthetjük. Az így módosuló diagram alsó határgörbéje - mivel bármely helyen σ_a mindkét irányban azonos - szintén két egyenes szakasz lesz.

2. KÖTŐGÉPELEMEK

2.1 Kötőgépelemek, kötési módok csoportosítása

A kötésekkel két vagy több géprészt egyetlen egésszé lehet összekapcsolni. A kötőgépelemek rendkívül sokfélék. A kötésekkel különböző szempontok szerint csoportosíthatjuk. Attól függően, hogy két szerkezet között a kötést mi hozza létre, megkülönböztetünk:

- anyaggal záró,
- alakkal záró és
- erővel záró kötést.

Az anyaggal záró kötésben az összekötendő alkatrészek között anyag létesít kapcsolatot. Ez a kapcsolat valamilyen technológiai eljárással létesül, és a legtöbb esetben nem bontható szét roncsolás nélkül. Ide tartoznak a különféle hegesztések, forrasztások, ragasztások.

Az alakkal záró kötéseknel a terhelés - átadást a kapcsolódó elemek geometriai alakja biztosítja. Ilyenek például a nyírásra igénybevett csavarkötés, nyírószeges kötések, rekeszkötések, bordás kötések. Általában oldható kivitelben készülnek.

Ha a kötés megvalósulásához erőhatást kell kifejteni és befejezésre, rugalmas szorításra jön létre a kapcsolat, akkor erővel záró kötésről beszélünk.

Ide tartozik a csavarkötés, a zsigorkötés és az ékkötés. Ezek részint oldható, részint pedig nem, vagy esetleg néhányszor oldható kötések. Ezekben a kapcsolatokban fontos szerepe van a befejezésnek és a súrlódóerőnek.

Működés szempontjából csoportosítva a kötések lehetnek:

- teherviselő (erőt vagy nyomatékot közvetítő),
- rögzítő (összekapcsolás mellett kisebb terhelés átadására is alkalmas) és
- fűző (csak összekapcsoló, terhelésátadás nem szerepel).

Szerelés szempontjából csoportosítva a kötések lehetnek:

- oldhatók és
- nem oldhatók.

Ha két vagy több alkatrész a széjjelbontás során nem sérül meg (ismételt szerelésnél újra felhasználható), oldható kötésről beszélünk, ill. az itt alkalmazott kötőelemeket oldható kötőelemeknek nevezzük.

Ilyen kötések szükségesek szerelés, karbantartás, elmozdulás biztosítása stb. esetén. Ide sorolhatók:

a csavarkötések,
a csapszegek, gyűrűk, szegek,
a reteszek, ékek és
a bordás tengelykötések.

Ha a kötés megoldásához az alkatrészeket roncsolni kell, akkor nem oldható kötéstről beszélünk, vagy ilyen kötések nem oldható kötőelemekkel lehet létrehozni.

Ilyen kötések alkalmazhatók tartószerkezetek, gépvázak, egymással merev kapcsolatban elmozduló szerkezetek stb. készítésénél. Ide sorolhatók:

a szegecskötések,
a hegesztett kötések,
a forrasztott kötések,
a ragasztott kötések és
a zsigorkötések.

2.2 Csavarmenetekkel kapcsolatos alapfogalmak

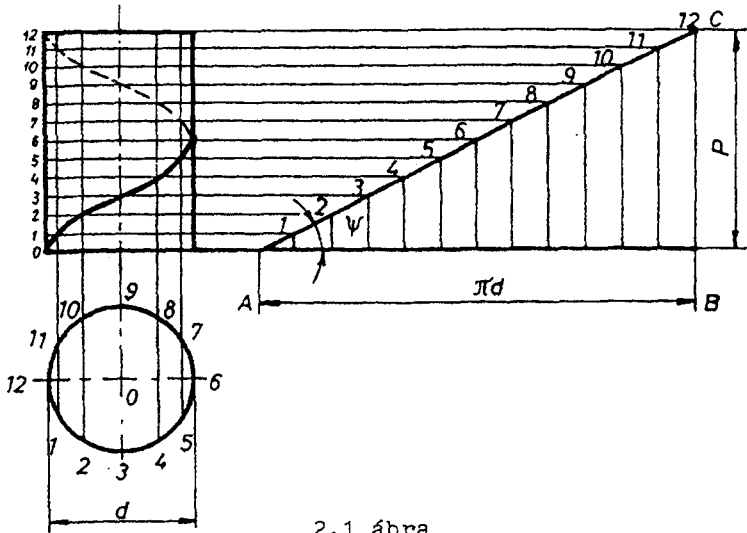
A csavarkötések alapvető elemeit alkotják a külső menetes orsók (csavarorsók) és a belső menetes hüvelyek (csavaranyák). Mint a geometriából ismert, a csavarvonal egyidejű forgó és haladó mozgással származtatható, azaz egy csavarvonalat a henger palástján elmozduló pont oly módon ír le, hogy miközben a henger forgómozgást végez, a pont a paláston a henger hossztengelyével párhuzamosan halad. Ha a menetet leíró csavarvonal jobb felé emelkedik, jobbmenetű, ha balfelé, balmenetű csavarvonalról beszélünk.

A 2.1 ábrán a csavarvonal származtatását láthatjuk. Egy teljes körülforduláshoz tartozó P eltolódást menetemelkedésnek, vagy menetmagasságnak nevezzük. Ha a csavarvonalat tartalmazó hengerpalástot síkba fektetjük ψ szög alatt, ferde egyenest kapunk.

A lefejtett csavarvonal alapján meghatározható a ψ szög, amelyet menetemelkedési szögnek nevezünk.

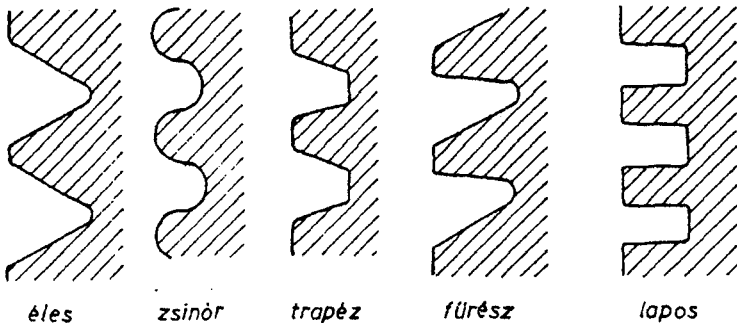
$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P}{d \cdot \pi}$$

Ha egy alkalmasan választott profilt - ez lehet háromszög, négyszög, trapéz stb. - vezetünk a henger palástján és ezzel képezzük a csavarvonalat, akkor az egyik leggyakrabban alkalmazott kötőelemet, a csavart kapjuk. Mindezt pozitív vagy negatív profillal egy henger külső és egy fu-



2.1 ábra

rat belső palástján elkészítve, ezek összekapcsolhatóvá válnak és így nyerjük az ún. csavarkötést. A különböző menetprofilokat a 2.2 ábrán mutatjuk be.



2.2 ábra

A menetkialakítás egyik különleges esete az, amikor több menetet csavarunk fel egy hengerfelületre úgy, hogy azok egymás mellett haladnak. Ezeknek az ún. több-bekezdésű meneteknek az előnye, hogy egy teljes körülfordulással nagyobb tengelyirányú eltolódást tudunk elérni, hátrányuk viszont az, hogy gyártásuk elég sok nehézséget jelent. Ezért általában legfeljebb hárombekezdésű menetet szoktak készíteni. A kötőcsavarok egybekezdésűek.

A csavarkapcsolatok feladatuk szerint kétfélék:

- rögzítő csavarkötések és
- mozgó csavarok.

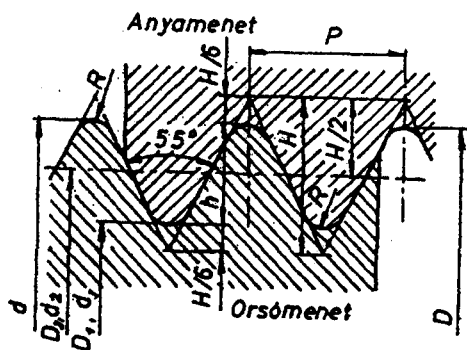
A rögzítő csavarkötésekkel szerkezetek összekapcsolását látják el. Erre a célra élesmenetű csavarprofil alkalmas. Pl. tartószerkezetek összekötése, csapágházak leerősítése.

A mozgó csavarok feladata egyes szerkezeti részek közötti elmozdulás biztosítása. Ilyen célra régebben a lapos, ma kedvezőbb tulajdonságai miatt trapézmenetű csavart használnak. Pl. csavaremelő, golyósprés, szerszámgép vezérsó stb.

2.3 Csavarment profilok, jellemző méretek

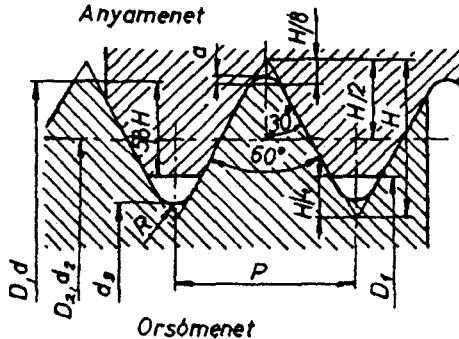
A leggyakrabban használt csavarfajták a rögzítőcsavarok, amelyek ún. élesmenetű csavarok. Jellemzőjük, hogy a hengerpaláston körülvezetett profil háromszög. Két típusát különböztetjük meg:

- ha a háromszög csúcshöze 55° -os, a csavarment ún. Whithwort-menet (2.3 ábra), amely angolszász mértékrendszerben készül, régebben általánosan elterjedt volt, ma csak menetes csöveken alkalmazzák. Mégis érdemes megemlíteni, ugyanis ez volt az első szakszerűen és célszerűen tervezett és bevezetett szabvány.



2.3 ábra

- A métermenetű kötőcsavarok a ma használatos élesmenetű csavarok nagyobb része. Új szerkezetekhez kizárólag ilyen kötőcsavarokat szabad tervezni. A métermenetek csúcshöze 60°-os, és mint az elnevezés is mutatja, metrikus mértékrendszerben készülnek. A 2.4 ábrán látható a métermenet szelvénye. A menet főbb jellemzői:



2.4 ábra

- $d_1 D$ = névleges menetátmérő
- $d_2 D_2$ = középátmérő
- d_3 = orsómenet magátmérő
- D_1 = anyagmenet magátmérő
- P = menetemelkedés
- H = alapháromszög, magasság.

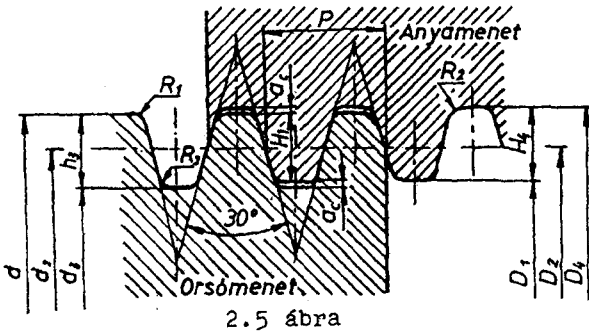
Jellemző méret még az előző részben említett ψ menetemelkedési szög (a 2.1 ábrán látható). Értéke:

$$\psi = \text{arc. tg } \frac{P}{d_2 \pi} .$$

A finommechanikában, de a gépkocsiiparban is szükség van igen kis emelkedésű csavarokra. (pl. a porlasztó üresjáratú fűvóka szabályzó csavarja). A kis méretek és a finom állíthatóság megkívánják a normálistól eltérő, annál kisebb menetemelkedésű, menetmagasságú csavarok alkalmazását.

Ilyen célra szabványosították a finom métermeneteket. Ha a henger palástján végigfuttatott profil négyszög, trapéz, fűrész vagy félgömb alakú, az ún. nem éles menetű csavarokat kapjuk.

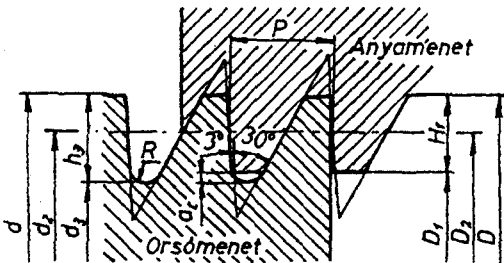
- A trapézmenet 30°-os csúcshözü, méretei szabványban rögzítettek (2.5 ábra). Mint korábban említettük, moz-



2.5 ábra

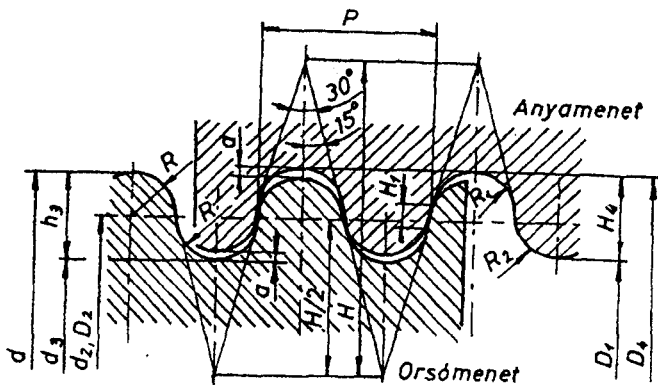
gást továbbító szerkezeteknél alkalmazzák, de más, nagy erő kifejtésére szükséges helyeken, pl. vasúti kocsi fék-szerkezeteihez kötőcsavarként alkalmazzák. Szinte valamennyi csavaremelő menetprofilja trapézmenet.

- A laposmenet négyzög keresztmetszetű profiljával ma már kevésbé használatos, mert trapézmenetekkel jól helyettesíthető. Nincs szabványosítva.
- A fűrészmenet egyirányú, nagy erőhatások átadásához alkalmazzák (2.6 ábra). Méretei szabványosak.



2.6 ábra

- A zsinórmenet tulajdonképpen 30°-os csúcshögű, erősen legömbölyített "élesmenet". Olyan kötő- vagy mozgató csavarokon alkalmazzák, ahol a menet sérülésétől, szennyződésétől lehet tartani, ill. ahol a menetek lökés-szerű igénybevételnek vannak kitéve. Alapprofilja a 2.7 ábrán látható.



2.7 ábra

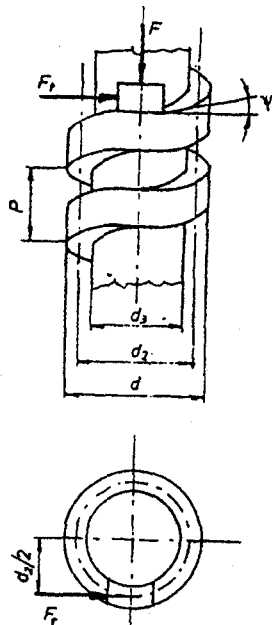
2.4 A csavarmeneteken keletkező erőhatások

A csavarmeneteken fellépő erők térbeli elhelyezkedésük. Irányuk, nagyságuk a csavarmenet geometriai kialakításától függ. A terhelés a valóságban megoszló erőként jelentkezik. Itt a vizsgálat egyszerűsítése érdekében koncentrált erőként tárgyaljuk.

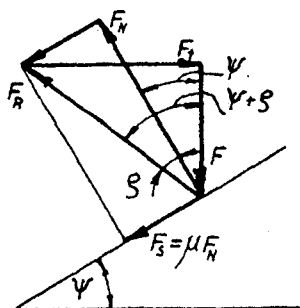
Ezek az erőhatások legegyszerűbben a laposmenetű csavarokon tanulmányozhatók.

A 2.8 ábrán a terhelő erő F a csavarorsó tengelyének irányába hat. A csavarfelület lejtőjére - a jobb szemléletesség érdekében - az anya egy kis darabját is felrajzoltuk. Az F_t a kerületi erő, melyet azért fejtünk ki, hogy az anyát vagy az orsót az F terhelés ellenében elmozdítsuk. Ez megfelel a kötőcsavar meghúzásának, vagy a csavarral való teheremelésnek. Ha a középméretű tartozó csavarvonalat síkba terítjük, a lejtőre érvényes törvények alapján vizsgálhatjuk az erők egyensúlyát (2.9 ábra).

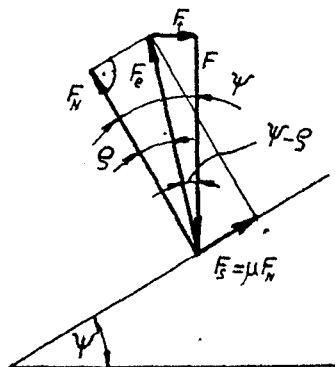
Itt a külső erőkön kívül a lejtőn elhelyezett testre ható reakcióerő két komponense: az F_N összeszorí-



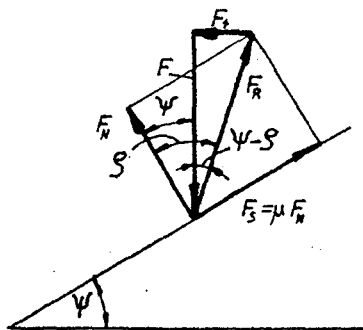
2.8 ábra



a) Meghúzás



b) Lazítás,
ha $\psi > \varrho$



c) Lazítás, ha $\psi < \varrho$

2.9 ábra

tó erő és az F_S súrlódási erő is látható. A test megmozdulásának határesetében fellépő, legnagyobb súrlódási erő nagysága

$$F_S = \mu F_N,$$

a súrlódási tényező pedig a súrlódási szöggel kifejezve

$$\mu = \operatorname{tg} \varrho$$

Az a, jelű egyensúlyi vektorábra a meghúzás határesetére érvényes. A vektorábrából

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg} (\psi + \varrho).$$

Vizsgáljuk ezután a testre ható erők egyensúlyát a lefelé való elmozdulás esetére. Ilyenkor a súrlódási erő értelme ellentétes és ennek megfelelően módosul a vektorábra. A b) ábrarészleten $\psi > \varphi$, a c) ábrarészleten pedig $\psi < \varphi$. Az egyensúly határán a kerületi erő abszolút értéke mindkét esetben

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg} (\psi - \varphi),$$

előjele - értelme - azonban ellentétes.

Gyakorlatilag tehát a $\psi > \varphi$ feltétel teljesülésekor erőt kell kifejtenuünk a test F erő hatására való lecsúszásának megakadályozására, ha pedig $\psi < \varphi$, a test csak külön erő kifejtésekor csúszik le, azaz önzárás áll fenn.

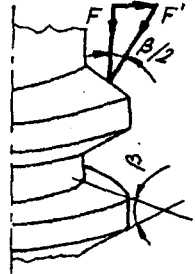
Az önzárás határán $\psi = \varphi$. A csavaroktól majdnem mindig önzárást kívánunk meg, hogy a csavarkötések önmaguktól ne lazuljanak meg és a mozgató csavarok ne jöjjenek mozgásba pusztán terhelésük hatására.

A csavaranya vagy orsó forgatásához (meghúzásához, ill. meglazításához) szükséges nyomaték nagysága a kerületi erő nagyságának és karjának szorzata, tehát

$$M_{1,2} = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} (\psi \pm \varphi).$$

A gyakorlatban előforduló menetszelvények legtöbbször háromszög, ill. trapéz alakúak. A 2.10 ábrán pl. trapéz szelvényű menet részlete látható a β profilszög fel-tüntetésével. Ilyenkor az F tengelyirányú terhelő erőnek az orsó tengelymetszetében ébredő összetevője

$$F' = \frac{F}{\cos \frac{\beta}{2}},$$



2.10 ábra

tehát megnő az orsó és anya meneteit összeszorító erő, s vele a súrlódási erő is. A hatás olyan, mint ha változatlan összenyomó erő, de nagyobb súrlódási tényező érvényesülne. A látszólagos súrlódási tényező

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos \frac{\beta}{2}},$$

melyhez $\varphi' = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \mu'$

látszólagos súrlódási szög tartozik.

Végeredményben tehát az erő

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\psi \pm \varrho')$$

és a nyomaték

$$M_{1,2} = F \cdot \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi \pm \varrho').$$

A menetszelvény megválasztásakor a csavar rendeltetése a legfőbb szempont. Kötőcsavarok esetében a lehető legnagyobb súrlódásra törekszünk, hogy ezzel is akadályozzuk a kötés meglazulását, míg a mozgatócsavaroknál lehetőleg nagy hatásfokú egyszerű gépként kell működniük, itt tehát kisebb súrlódásra törekszünk (az önzárás fenntartásával).

Mivel a profilszög növelésekor nő a látszólagos súrlódási tényező, kötőcsavarokhoz a nagy profilszögű, háromszög alakú menetszelvény célszerű.

A normál métermenet (MSZ 203/1) elméleti alapszelvénye egyenlőoldalú háromszög, melyből a valóságos profil a sarkok letörésével, ill. lekerekítésével alakul ki (2.4 ábra). A menetszelvény lekerekítései biztosítják, hogy a menetsúcsoknál hézag keletkezzék az orsó és az anya között. Az orsómenet szelvényének nagy töbeli lekerekítése növeli a magátmérőt és csökkenti a feszültséggyűjtő hatást, így szilárdságnövelő hatású.

A normál métermenet emelkedésének és külső átmérőjének aránya az átmérőtől függ: értéke átlagosan kb. 0.15. Ha fontos a csavar szilárdságának növelése, hatékonyan csökkenthetjük a menet gyengítő hatását a menetemelkedés csökkentésével, amely a magátmérő növelésével jár. Ilyenkor a finom métermenet használható, melynek emelkedése átlagosan csak kb. 10%-a, a külső átmérőnek. Ha azonban a magátmérő növelése nem különösen indokolt, feltétlenül az olcsóbban gyártható normál métermenetet kell alkalmazni.

2.5 Csavarkötések szilárdsági méretezése statikus terhelések esetén

A menetekeken fellépő erőhatások vizsgálatakor feltételeztük, hogy az erő egy pontban koncentráltan hat. Valóságban a menetfelület mentén megoszló terhelés lép fel. A csavarmenetek a valóságban nem eszményien merevek, így az erő hatására deformálódnak, elhajlanak. A menetek sem egy-

formán kapják a terhelést, a legjobban az első menetek vannak terhelve, még ha elég hosszú csavart alkalmazunk is, az utolsó menetek akár terheletlenek lehetnek. Fontos tehát a használható menethossz meghatározása. Az elmondottak figyelembevételével külön foglalkozunk

- a csavaranya,
- a csavarorsó és
- a csavarfej méretezésével.

A csavaranya szilárdsági méretezése

A 2.11 ábrán a menetprofil terhelése van feltüntetve. Az F tengelyirányú erő hatását a csavaranya menetei fogják fel. Ha a menetszám z , akkor egy menetre - egyenletes elosztást feltételezve

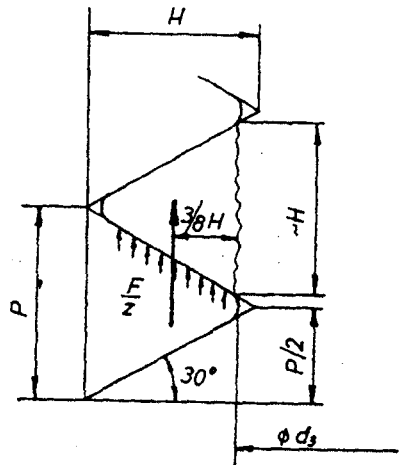
$$F_1 = \frac{F}{z}$$

erőhatás jut, ami a menet profilját az ábrán hullámvonallal jelzett keresztmetszet helyén, mint befogott tartót hajlítani igyekszik. Ez a keresztmetszet az ábra szerint egy teljes menetre

$$A = H \cdot d_3 \cdot \pi.$$

Ha a megengedett hajlítófeszültség σ_{meg} , akkor a hajlítónyomaték

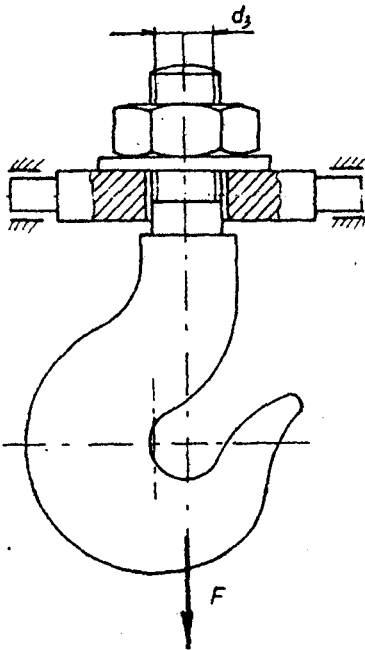
$$M = K \cdot \sigma_{\text{meg}}$$



2.11 ábra

A részletes számítást itt nem közöljük, mert a kereskedelemben kapható csavaranyák ellenőrzésére ritkán van szükség. A számításokból adódó anyamagasság $m = 0,65 d_2$, feltételezve, hogy az anya és orsó anyaga azonos. A szabványosított anyamagasság $m = 0,8 d_2$, ami kellő biztonságot nyújt.

A csavarorsó szilárdsági méretezése



2.12 ábra

A csavarorsó terhelése kétféle lehet

- tengelyirányú és ekkor az igénybevétel húzás vagy nyomás
- tengelyre merőleges irányú, ekkor az igénybevétel nyírás.

Húzás-nyomás

- a) Egy jellegzetes alkalmazást, a daruhorog orsóját vizsgálva a következőket kapjuk (2.12 ábra). A terhelés szempontjából figyelembe vehető keresztmetszetben - d_3 átmérőn - ébred a maximális feszültség. Az igénybevétel húzás, tehát

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A} = \frac{4 F}{d_3^2 \pi} \hat{=} \sigma_{\text{meg}},$$

itt a σ_{\max} a legnagyobb üzemi feszültség, a σ_{meg} értéke a folyáshatárból

számítható az $n = 1,5 \dots 2,5$ biztonsági tényezővel.

- b) Ha a csavarkötést a terhelő hosszirányú erőhatás működése alatt kell meghúzni, akkor a csavaró igénybevétel is fellép. Ilyenkor redukált feszültséget kell figyelembe venni. Számítások alapján a csavarás hatására az orsóban 32%-kal növekszik meg a feszültség, ha a számítás során a Mohr-elmélet szerinti redukált feszültséget számítjuk. Ekkor

$$\sigma_{\text{red}} = 1,32 \sigma_h.$$

Ezt az összefüggést úgy használhatjuk fel, hogy az orsót tiszta húzásra méretezzük, de a terhelő erőt 32%-kal növeljük, tehát

$$\sigma_h = \frac{1,32 F}{A} \hat{=} \sigma_{\text{meg}}.$$

Ez a fajta terhelés leginkább mozgatóorsók esetén fordul elő, ahol az orsó forgatása alatt az orsóirányú terhelés is működik.

- c) Ha a csavarkötést szorosan meg kell húzni, a külső terhelés okozta igénybevételt növeli az előfeszítés. A meghúzási nyomaték, valamint a menetekben és a felfékvő felületeken fellépő súrlódás általában nem ismeretes, így nem ismeretes az orsóban ébredő előfeszítő erő sem, bár szükség esetén kiszámítható. Az előfeszítésből származó igénybevételt tehát általában nem tudjuk előre pontosan számításba venni. Ezért az előfeszítést a méretezésnél úgy vesszük figyelembe, hogy az üzemi terhelés alapján meghatározott magátmérőt megnöveljük, mégpedig saját méretétől függően. A csavarkötés teherbírása a csavar gyártási minőségétől is függ, ezt a φ jósági tényezővel vesszük figyelembe. Végeredményben a külső terhelés felvételéhez szükséges magátmérő

$$d_{o3} = \sqrt{\frac{4 F}{\varphi \cdot \pi \cdot \sigma_{\text{meg}}}}$$

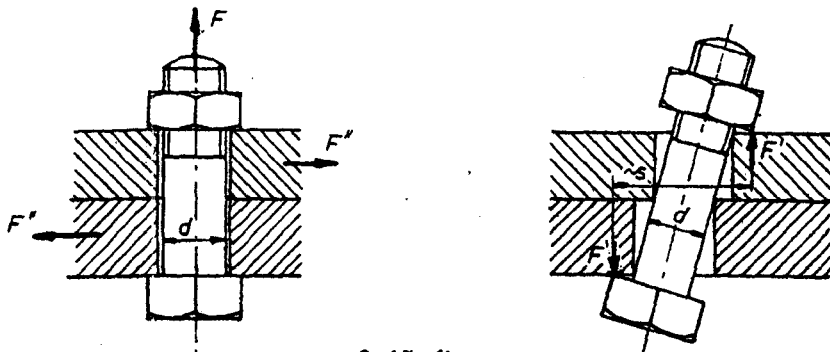
és az előfeszítés miatt megnövelt - végleges - magátmérő

$$d_3 = \frac{d_{o3} + 6}{1,1} = \frac{d_{o3}}{1,1} + 5,5 \text{ mm}$$

Nyírás

A 2.13 ábrán felrajzolt esetben az F'' erő nyírásra terheli a névleges átmérőt, ekkor az orsóirányú terhelés nagysága elhanyagolhatóan csekély,

$$\tau_{\text{max}} = \frac{4 F''}{d \cdot 2\pi} \approx \tau_{\text{meg.}}$$



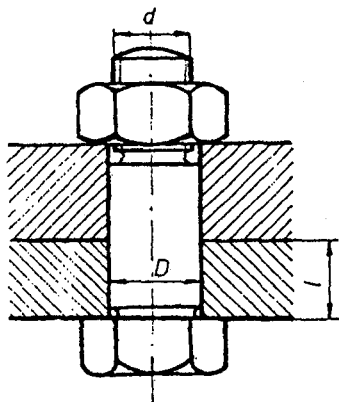
2.13 ábra

A deformáció későbbi szakaszában az F' erő hajlítani igyekszik a csavarszárat az S karon, ekkor

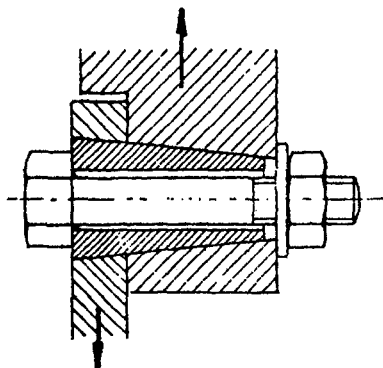
$$M = F' \cdot S \text{ nyomaték keletkezik.}$$

Mint látjuk ez az igénybevétel az orsó szempontjából kedvezőtlen, ezért ezt a szerkezetekben igyekszünk elkerülni. Ha a csavar tehermentesítése nem oldható meg, akkor a csavart a nyíróigénynek megfelelően kell kialakítani és méretezni.

A csavar menetes részét nem szabad nyíró igénybevételnek kitenni, a nyíróerő csak a sima szárat terheli. Célszerű a csavar szárat a menetes rész után megnövelni és a túrésezett furatba illesztve szerelni.



2.14 ábra



2.15 ábra

Az illesztett szár általában H7/k6 illesztés (egyben központosít) (2.14 ábra). A szárban ébredő maximális nyírófeszültség, ha a szár átmérője D :

$$\tau_{\max} = 1,4 \frac{4 F}{D^2 \pi} \leq \tau_{\text{meg.}}$$

Nagy terhelés esetén a csavar szárfelületét célszerű palástnyomásra is ellenőrizni

$$P = \frac{F}{D \cdot l} \leq p_{\text{meg.}}$$

Az illesztett csavaros kötés költséges, ezért ha lehetséges, célszerű elkerülni. Egyik módja az, hogy olyan

nagy összeszorító erőt alkalmazunk, mely ellensúlyozza az F'' nyíróerőt

$$F'' \leq S = F \cdot \mu.$$

Másik módja az, ha a nyíró-igénybevételt más szerkezeti elemmel vesszük fel. Ez megoldható hengeres szeg, kúpos szeg vagy feszítőcsap beszerelésével, vagy pedig ahogy a 2.15 ábra szemlélteti, tehermentesítő nyíróhüvely alkalmazásával.

A csavarfej szilárdsági méretezése

Nem szabványos egyedi kialakítású csavarfejek méretezése a következők szerint történik.

A 2.16 ábra szerint hullámvonalal jelölt hengerpalást mentén, a csavarfej nyírásra van igénybevéve. A hengerpalástot kifejtve a nyírt keresztmetszet egy négyszög.

$$A = m \cdot d \cdot \pi$$

ahol az m a csavarfej magassága. Az F erő hatására

$$\tau_{\max} = \frac{F}{A} = \frac{F}{m \cdot d \cdot \pi}$$

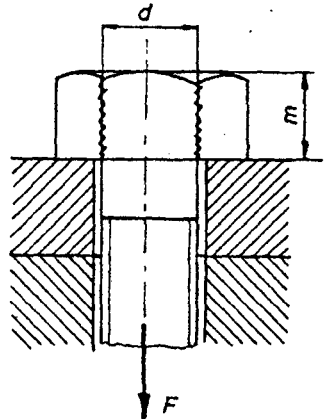
feszültség keletkezik.

A τ_{meg} felvett értékéből a számítások

$m = 0,5 d$ értéket adnak.

A szabványosított fejmagasság itt is, mint az anya esetében biztonságosan

$m = 0,7 d_3$ értékben van meghatározva.



2.16 ábra

2.6 Csavaroknál felhasználható anyagminőségek

A csavarok szerkezeti anyaga egy-két kivételtől eltekintve ötvözetlen, vagy gyengén ötvözött acél. A műszeriparban, autóvillamosságban pl. használatosak rézből készült csavarok, melyek azonban nem látnak el teherviselő feladatot. A nem szabványos csavarok anyagát esetenként a célnak megfelelően választják meg.

A szabványos acélcsavarak előírásai az MSZ-229/2-79 szabványban vannak rögzítve. Az anyagminőségeket azok fontosabb anyagvizsgálati jellemzői alapján különböztetjük meg. Ilyenek pl. a

Szakítószilárdság R_m

Folyáshatár R_{eH} .

A csavarok anyagminőségének (szilárdsági csoportjának) jele ponttal elválasztott két szám.

Az első szám a csavar N/mm^2 -ben (MPa-ban) kifejezett névleges szakítószilárdságának 1/100 része.

A második szám a N/mm^2 -ben kifejezett névleges folyáshatár és a névleges szakítószilárdság hányadosának tízszerese. A jelben használt két szám szorzata a N/mm^2 -ben kifejezett névleges folyáshatár 1/10-ed része.

A csavaranya minőségét nem a csavaranya anyagának szilárdsági jellemzőivel adjuk meg, hanem, hogy milyen minőségű csavarral képes egyenlő szilárdságú kapcsolatot létrehozni. Eszerint a csavaranyák anyagminőségének (szilárdsági csoportjának) jele egy szám, amely a N/mm^2 -ben megadott vizsgálati terhelés 1/100-ad része.

A vizsgáló terhelés megegyezik egy olyan csavar névleges minimális szakítóerejével, amellyel az anya párosítható. A kisebb szilárdsági csoportú (gyengébb anyagminőségű) anya behelyettesíthető nagyobb szilárdsági csoportú anyával.

2.7 A csavarkötés elemeiben kialakuló feszültségeloszlások és az elemek szerkezeti kialakítása

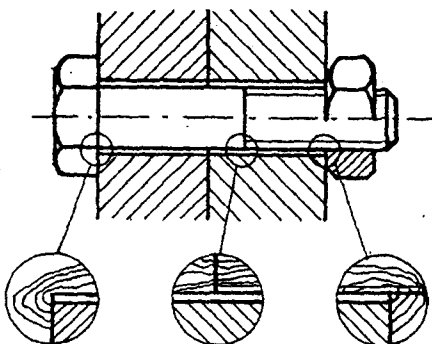
A kötések elemeinek helyes kialakításához ismerni kell a kritikus helyek feszültségeloszlásait.

A csavarorsó keresztmetszetében - a menetek bemetszésének hatására - még tiszta húzás esetén is többtengelyű

feszültségi állapot alakul ki. A feszültségtorlódás helyeinek törésveszélyét csak a konstrukció helyes kialakításával lehet mérsékelni, illetve megszüntetni.

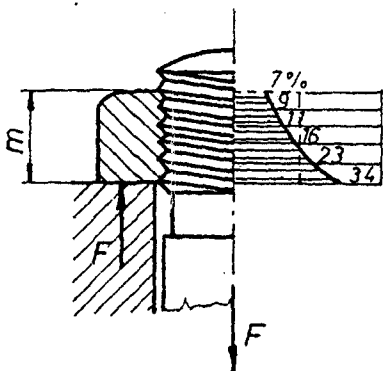
A kötőcsavarok feszültség szempontjából kritikus részeit a 2.17 ábra szemlélteti. Ezek: a fej és a szár átmenete, a menet vége, és az első teherhordó menet.

A tapasztalatok azt mutatják, hogy az ismétlődő igénybevételű csavarok törései legtöbbször az első terhelt menetnél következnek be. Ennek



2.17 ábra

a magyarázata az, hogy az anya viszonylag nagy merevsége korlátozza az anyában lévő orsófeszültséget is. Így a belső menetek terhelése csökken, az első menet azonban túlterhelődik. A szokványos anya használatakor kialakuló valóságos terheléseloszlás a 2.18 ábrán látható.



2.18 ábra

A menetek terheléseloszlása lényegesen egyenletesebb lehet, ha az anya merevségét csökkentjük. Ez számos megoldással valósítható meg, de vannak korlátai is.

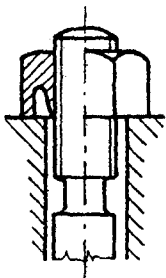
A 2.19 ábrán tehermentesítő beszűrés látható, amely a terheléseloszlást sokkal kedvezőbbé teszi. Ilyen kialakítás

azonban csak nagyobb méreteknél valósítható meg.

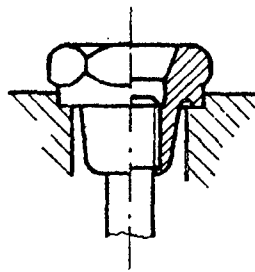
Tökéletesnek mondható a 2.20 ábrán bemutatott anya kialakítása. A menetes rész húzott, és az anya külső átmérője az első teherhordó menetnél a legkisebb, így itt alakul ki a legnagyobb nyúlás. A felfekvő felületen az anya központozított. A húzott rész jól lekerekített átmenettel csatlakozik az anya felfekvő részéhez.

Hogy a feszültségcsúcsot tovább csökkentjük, az anyamenet alul túlnyúlik az orsómeneten, felül pedig az orsómenet ér túl az anyameneten. E kialakítás hátránya a nagy helyszükséglet és a nagyobb gyártási költség.

A csavarorsón levő többi feszültséggyűjtő hely a csavarszár és a fej átmenete, illetve a menetes rész és a szár átmenete. A feszültségtorlódás csökkentése céljából

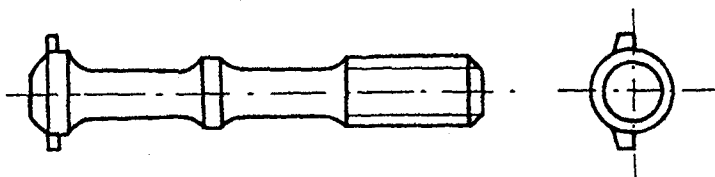


2.19 ábra

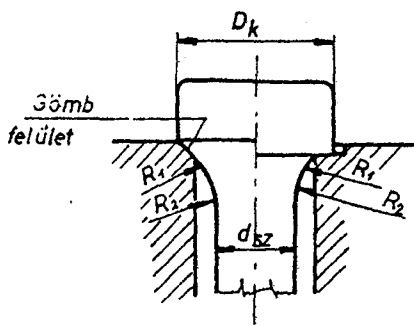


2.20 ábra

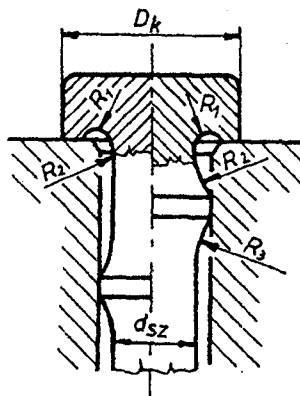
kialakított változó keresztmetszetű csavar a 2.21 ábrán látható. A nagy nyúlóképességet magragyengített szár eredményezi. A magragyengített száron a menet végig van vágva, a keresztmetszetek gondosan lekerekítettek.



2.21 ábra



2.22 ábra



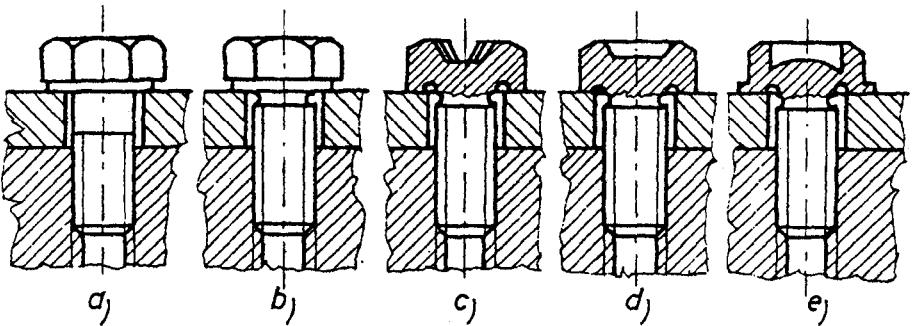
2.23 ábra

A fej és a szár átmeneténél lévő feszültségtorlódás csökkentésére példa a 2.22 ábrán a gömbfelület, valamint a kétköríves átmenet. Ugyancsak jó példa a 2.23 ábrán a fejbe bevitt átmeneti lekerekítés.

A 2.23 ábrán látható illesztő az orsó központosítására szolgál.

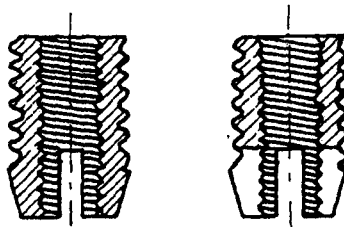
A szabványos és a nagy nyúlóképeségű csavarokon kívül vannak különleges kialakítású csavarok is, ahol az alapvető funkciót járulékos feladatokkal is kiegészítik.

Ha a szárhosszúság nem növelhető, de nagy nyúlás elérése a cél, akkor eredményt lehet elérni különleges kialakításokkal is. A 2.24 ábrán 5d-nél kisebb szárhosszúságú olyan fejcsavarok láthatók, amelyek aránylag nagy nyúlóképeségűek. Lágy anyagba ún. anyagbetétekkel lehet tartós anyamenetet megvalósítani.



2.24 ábra

Igen jól bevált anyagbetét a 2.25 ábrán látható ENSAT-betét, amely acélból vagy rézből készül. Külső és belső palástja menetes. Alsó vége kúpos, és hasítékok vannak rajta, amelyek mint vágóélek működnek, ha a perselyt megfelelő szerszámmal a furatba behajthatjuk.



Lágyfémhez két
hasítékkal

Műanyaghoz, fához
négy hasítékkal

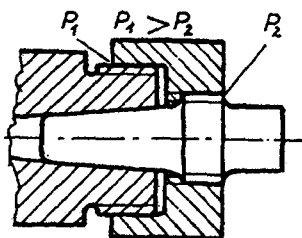
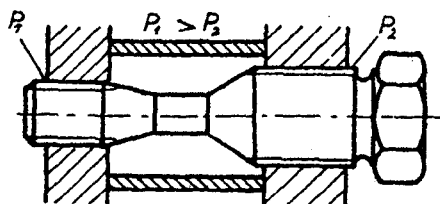
2.25 ábra

Mivel a persely maga vágja a menetet, igen jól megkapaszkodik az alapanyagban. A persely segítségével lágy anyagban is gyakran bontható kötést kapunk.

Különleges kialakítású menetes szerkezet a differenciálmenet, amely lényegében két különböző menetemelkedésű, de rendszerint egyirányú, egyetlen alkatrészben kialakított menet. Többnyire anyamenetek, de orsómenetként is előfordulnak, sőt az sem ritkaság, hogy az egyik anya-, a másik orsómenet.

A differenciálmenettel összekapcsolt alkatrészek egy körülfordulásra a menetemelkedések különbségével tolódnak el egymáshoz képest. Használhatók kötőgépelemként és finom mozgások lehetőségét biztosító mozgató szerkezetként egyaránt. Az utóbbinek közismert példája a mikrométer, az egyik legelterjedtebb precíziós hosszmérő műszer.

A differenciálmenet szerkezetekre a 2.26 ábra mutat példákat.

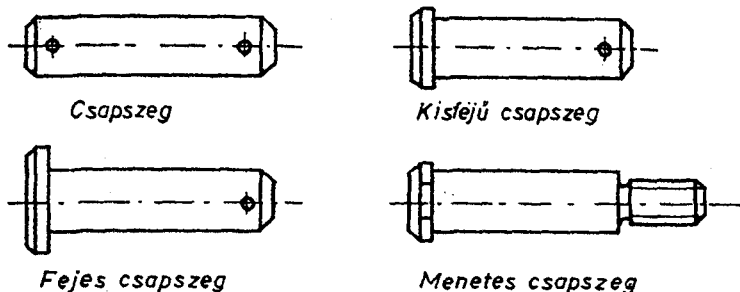


2.26 ábra

2.8 Csapszegek, szegek, rögzítőelemek

Gépalkatrészek egyszerű és olcsó kötőelemei a csapszegek, szegek és egyéb hasonló alakú kötőelemek. Laza és szilárd kötések megvalósítására egyaránt használhatók, pl. csuklók csapjaiként, vezető- vagy központosító elemek gyanánt, valamint túlterhelés elleni biztosítóelemekként. A csapszegek és szegek felfekvő felülete hengeres, esetleg kúpos, a terhelés általában merőleges a kötőelem tengelyére.

Csuklós kötésekben leggyakrabban a csapszegeket alkalmazzák. A csukló egyik eleme mozgathatóan kapcsolódik a csapszeghez, a másik pedig mereven vagy mozgathatóan. A csapszegek alakját a 2.27 ábra mutatja be.



2.27 ábra

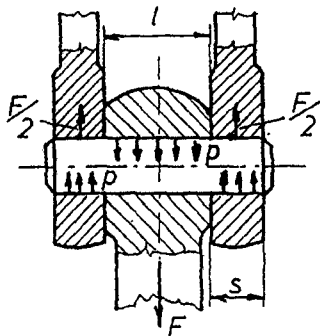
A csapszegek igénybevétele főleg hajlítás és felületi terhelés, a fellépő nyíró igénybevétel általában elhanyagolható, csak rövid csapszeg esetén lehet jelentős. A csapszegkötés méretezésének első lépése a hajlításra való ellenőrzés (2.28 ábra).

$$\sigma_{\text{hajl}} = \frac{M}{K} < \sigma_{\text{meg}} \quad \text{N/mm}^2.$$

A hajlítónyomaték a csapszeg középső keresztmetszetében, ha két végén megtámasztott tartóként méretezzük, amelyet "l" hosszúságban megoszló terhelés terhel

$$\begin{aligned} M_h &= \frac{F}{2} \left(\frac{l}{2} + \frac{s}{2} \right) - \frac{F}{2} \cdot \frac{l}{4} = \\ &= \frac{F}{2} \left(\frac{l}{4} + \frac{s}{2} \right) = \frac{F}{8} (l + 2s). \end{aligned}$$

A felületi terhelést a hengeres felület vetületére számítjuk, és az ellenőrzést mind a középső rúdfejre, mind a két szélő hevederre elvégezzük.



A rúdfejre

$$p = \frac{F}{l \cdot d} < p_{\text{meg.}}$$

a hevederre

$$p = \frac{F}{2 \cdot ds} < p_{\text{meg.}}$$

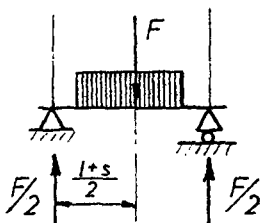
A szegek lényegesen több változatban, ill. kialakításban készülnek, mint a csapszegek. A különböző szegeket az általános gépgyártásban és a szerszámgépek készülékeiben elterjedten alkalmazzák. Lényegében három fő csoportra oszthatók.

- A hengeres szegek, szokásos alakjait a 2.29 ábra mutatja. Az a) ábra szerinti illesztőszeget használunk levehető gép és szerszámrészek helyzetének egy másik gépészben való biztosítására. A b) ábra szerinti rögzítőszeget gyakran oldható kötéshez használják.

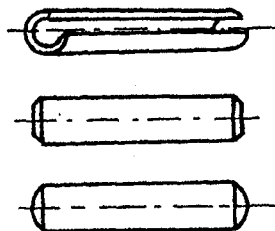
A c) ábra szerinti hasított,

szesztő csőszeg gyorsan készíthető és gyakran oldható kötést ad.

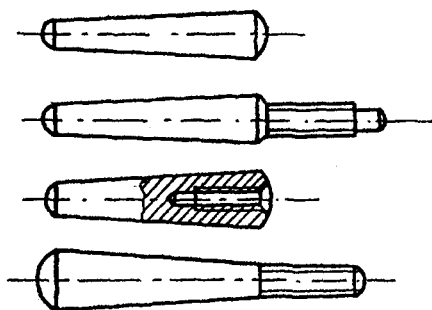
- A kúpos szegek szokás típusait a 2.30 ábra szemlélteti. A kúpos szeg előnye, hogy gyakori kiszerelése esetén is mindig pontosan az eredeti helyzetbe lehet vele a géprész visszاسzerelni, hátránya viszont az, hogy a kúpos furat elkészítése munkaigényesebb, mint a hengeresé, ezért költségesebb is.



2.28 ábra



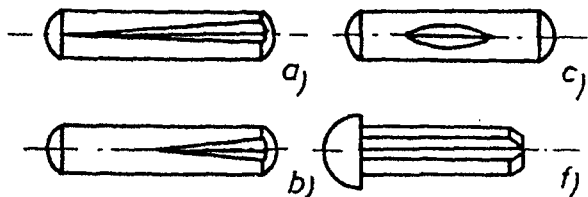
2.29 ábra



2.30 ábra

- A hasított szegek alkalmazása egyszerűbb és olcsóbb, mint a hengeres és kúpos szegeké. A hasított szegeken három hosszirányú hasíték van, amelyet beütnek, vagy behengerelnek a szegbe. Az összekötendő alkatrészeket szereléskor

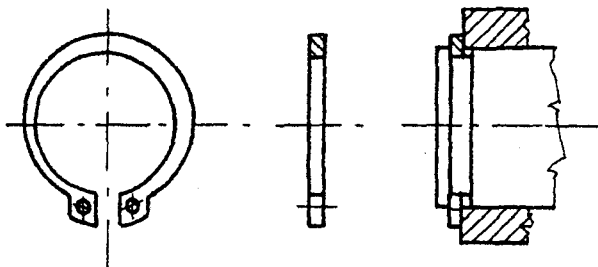
együtt fúrják ki, s a nyers fúrt lyukba ütik be a hasított szeget. A 2.31 ábrán a hasított szegek gyakoribb fajtáit tekinthetjük át: az a) hasított szeg, a b) hasított csápszeg, a c) hasított kétcsapos szeg, az f) pedig hasított félgömbfejű szeg.



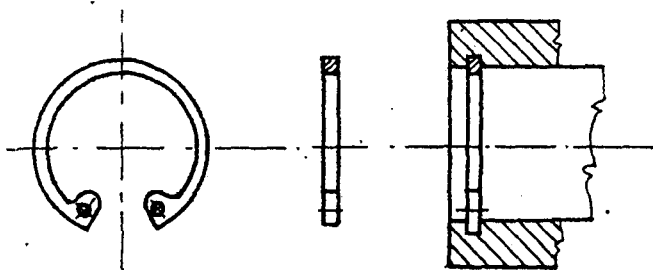
2.31 ábra

Axiális (vagy helyzetbiztosító) gyűrűkkel tengelyre tűzött, vagy furatban ülő alkatrészeket (gördülőcsapágy, dugattyúcsapszeg stb.) biztosíthatunk axiális irányú elmozdulás ellen.

A 2.32 ábrán normál kivitelű axiális rögzítőgyűrűt mutatunk be tengelyhez, a 2.33 ábrán pedig furathoz.

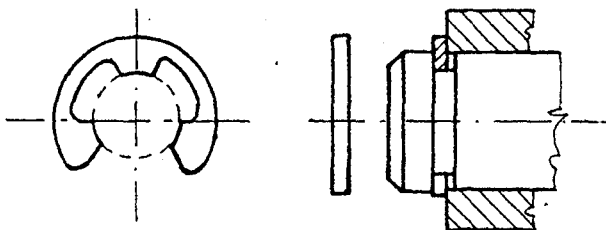


2.32 ábra



2.33 ábra

A 2.34 ábrán kisebb axiális igénybevétel esetén alkalmazható gyors rögzítő gyűrűt láthatunk,



2.34 ábra

2.9 Ék - és reteszkötések

A különféle ék- és reteszkötésekkel tengelyek és agyak között létesíthetünk oldható kapcsolatot.

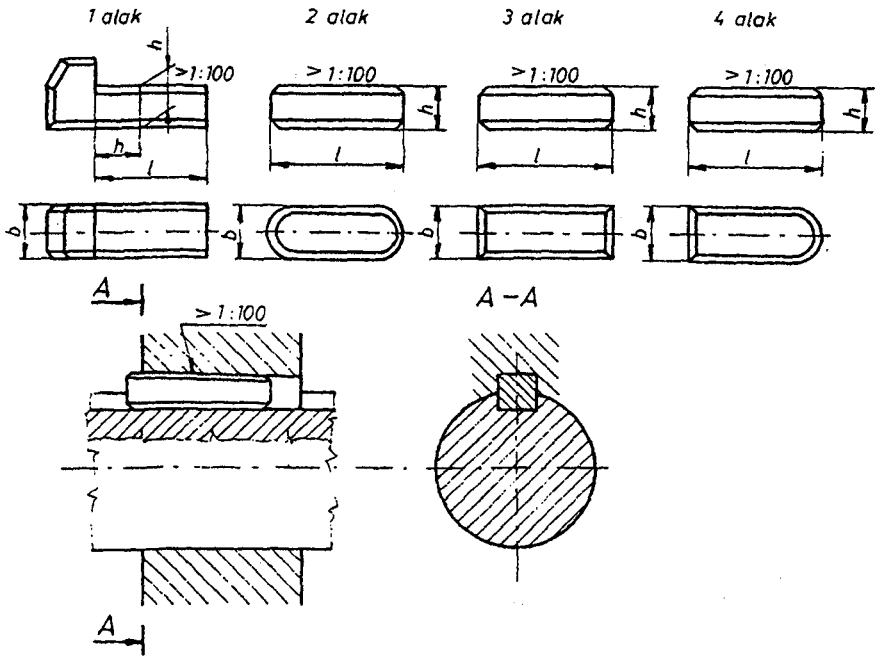
Az ékek lejtős kialakítású gépelemek, melyeknek beszorítása után nagy súrlódási erő biztosítja az összekötött alkatrészek szilárd kapcsolatát.

A hosszanti ékeket (egyszerűen: ékeket) tengelyek és agyak között a forgatónyomaték átvitelére használjuk.

Az ék szabványos kötőelem, A60-as anyagból készül. Lejtésük egységesen 1:100. Befeszítésük után az ékkel ellentétes oldalon az agy és a tengely nagy erővel egymáshoz nyomódik, ezáltal elegendő súrlódási erő jöhet létre a nyomaték átvitelére. Mivel az ékbeverés hatására az agy és a tengely között excentricitás keletkezik, pontos futást kívánó alkatrészekhez (pl. fogaskerekekhez) nem alkalmazható. Az ékkötés előnyös tulajdonsága az, hogy tengelyirányba is rögzít, ezért pontos futást nem kívánó alkatrészekhez (pl. szíjtárcsákhoz) gyakran használják. A különböző ékekről a 2.35 ábra ad áttekintést. A hornyos ékhez (3 alak) tengelyhorony kialakítására tárcsamarót, fészkes (2 alak) ékhez pedig ujjmarót használnak. A horony feszültséggyűjtő hatása tárcsamaró esetén kisebb.

Orros ék (1 alak) akkor szükséges, ha a kötés csak egyik oldalról hozzáférhető. Ilyenkor az ék kiszerezésekor használt szerszám az ék orrába kapaszkodik.

Mivel a tengelyátmérőnek megfelelő ék méreteit szabvány határozza meg, szilárdsági méretezésre a gyakorlatban általában nincs szükség.



2.35 ábra

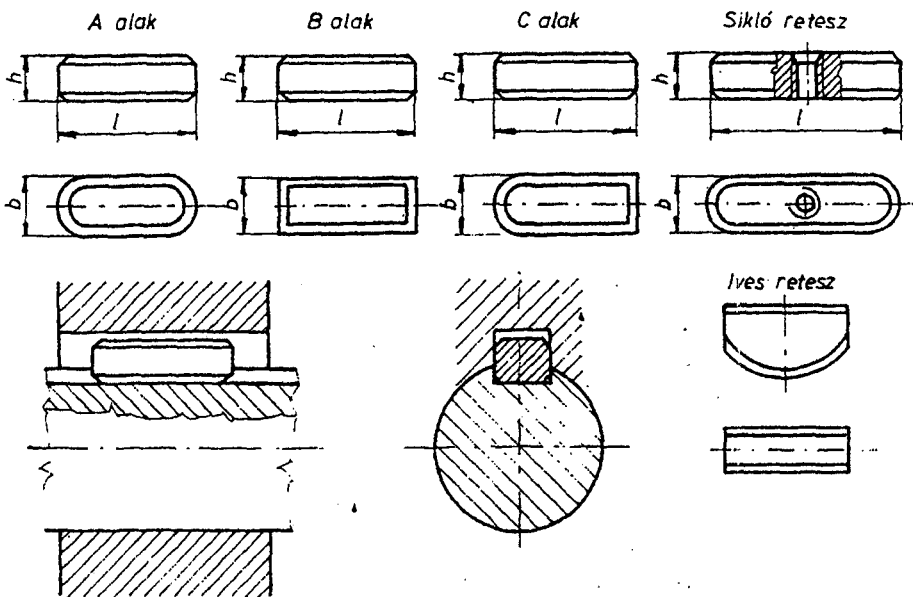
Az ékkötés méretezésén ezért csak a szükséges ékhossz meghatározását értjük. Mivel az ékbefeszítő erőt, illetve a tárcsa felszorításához szükséges erőt nem ismerjük, az agy hosszát, ami egyben az ék hossza is és az agy külső átmérőjét tapasztalati adatok alapján vehetjük fel.

A reteszek nem lejtősek, ezért csak forgatónyomatékok továbbíthatók, de tengelyirányú rögzítésre nem alkalmasak. A tengely és az agy központosságát nem csökkentik, két retesz beépítése esetén pedig a kiegyensúlyozottság sem csökken. Ezért pontos vezetést kívánó és gyorsan forgó alkatrészekhez is alkalmasak.

További előnyeik, hogy a reteshornyt könnyebb kimunkálni, mint az ékhornyt, és ütögetés nélkül szerelhetők (így pl. gördülőcsapágyas tengelyekhez is használhatók). Hátránya azonban, hogy az agyat tengelyirányban külön kell rögzíteni akkor is, ha nincs axiális terhelés.

A reteszek anyaga általában A60, alakjukról a 2.36 ábra ad áttekintést.

A siklóretesz lehetővé teszi, hogy a tengelyre szerelt agy üzem közben is elmozdítható legyen axiális irányban.



2.36 ábra

Az íves retesz aránylag olcsó, de csak kis nyomaték átvitelére használható, mivel mély hornya erősen gyengíti a tengelyt.

A tengelyátmérőnek megfelelő retesz méreteit - az ékekéhez hasonlóan - szabvány határozza meg, ezért méretezés általában nem szükséges, egyes esetekben azonban ajánlatos az oldalfelületeket felületi nyomásra ellenőrizni. A megengedhető felületi nyomás értéke

$$p = \frac{2 T}{d_t \cdot l(h-t_1) \cdot i} \leq p_{\text{meg}},$$

ahol T - nyomóerő, i a reteszek száma: l pedig a hossza. A nyíró igénybevétel is megállapítható a következő összefüggésből:

$$\tau = \frac{2 T}{d_t l \cdot b} \leq \tau_{\text{meg}},$$

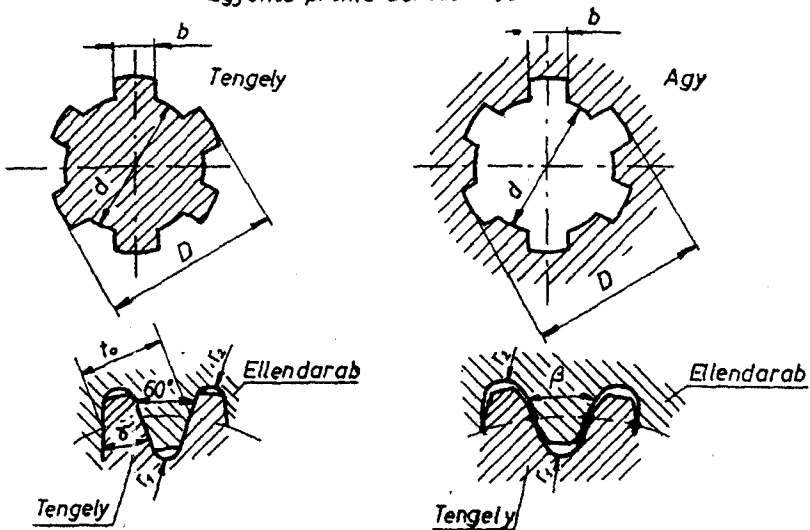
ahol T nyíróerő, d_t a tengelyátmérő.

2.10 Bordás és alakos tengelykötések

Nagy csavarónyomatékok átvitelére és emellett tengelyirányú elcsúsztatás megvalósítására a siklóretesz nem elegendő. Ha reteszhez hasonló több bordát készítünk a tengelyre, kialakul a bordástengely. A bordástengelyeket leginkább a szerszámgépekben, emelőgépekben és gépjárművekben használják. A nyomatékot az agyhoronyba nyúló bordák viszik át. Az illeszkedő felületek sokszor el is csúsznak egymáson (pl. gépjárművekben sebességváltásnál). Ilyen alkalmazás esetén a bordákat megmunkálás után edzeni és köszörültni kell.

A bordás kötésnek az az előnye, hogy a nyomatékátvitel közel egyenletes az egész tengely területén, valamint, hogy aránylag rövid aggyal is nagy nyomaték vihető át, azért, mert a kerületi erő sok felületen oszlik meg. A bordás tengelyek feszültséggyűjtő hatása jelentős, ez azonban megfelelő bordázattal csökkenthető, sőt kedvezőbb lehet, mint a retesz- vagy ékkötések esetén.

Egyenes profilú bordáskötés

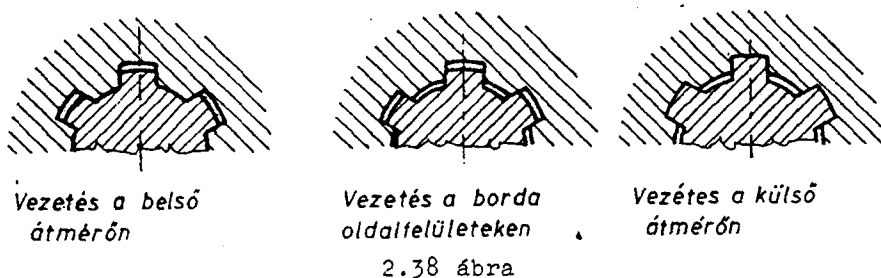


Ék fogazatú bordáskötés

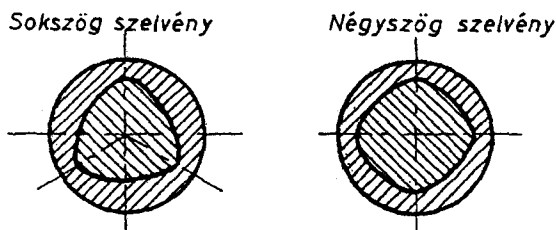
Evolvens fogazatú bordáskötés

2.37 ábra

A bordázat alakjától függően többféle tengelykialakítás jön létre. Közülük leggyakoribb a párhuzamos sík felületekkel határolt egyenes fogú bordázat, de gyakran használják az ékfogazatot és az evolvensfogazatot is (2.37 ábra). Az egyenes profilú bordás tengelykötés központosítására többféle lehetőség van (2.38 ábra). Az elmozduló felületeket leginkább a belső d átmérőjű részen, belső központositással, esetleg a bordák oldalfelületein vezeti. Ez utóbbi különösen alkalmas lökészerű terhelések és lengő csavarónyomatékok átvitelére. A külső D átmérőn való vezetés igen ritka.



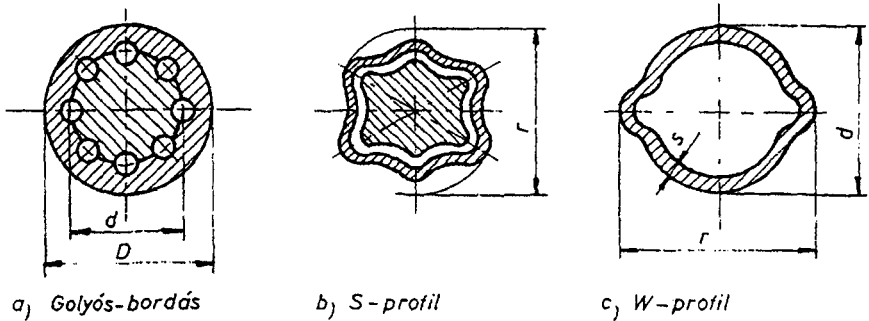
A bordás tengelykötéseket ugyanúgy, mint a reteszkötéseket felületi terhelésre kell ellenőrizni. Miután a tengely szükséges d átmérőjét (csavarásból, hajlításból) megállapítottuk, ellenőrizni kell a bordák felületét palástnyomásra.



2.39 ábra

Bordás tengelyek alkalmazása esetén jelentős feszültséggyűjtő hatásokkal kell számolni. Ennek elkerülésére születtett egy olyan - úgynevezett sokszög - tengelycsonk kialakítás, amelyen nincs horony. (2.39 ábra.) Ez a kötés mindenfajta tengely és agy összekötésére alkalmas, egyedüli nehézség a megfelelő speciális szerszámigénye.

A 2.40 ábrán a Walterscheid-cég által kifejlesztett korszerű alakzáró, elmozdulást megengedő kötéstípusok láthatók. Az a) ábrán látható golyós bordás kapcsolattal igen jó hatásfok érhető el. A b. és c. ábrán látható S és W profilok forgácsolás nélkül - húzással, hengerléssel - állíthatók elő. Feszültséggyűjtő hatásuk lényegesen kisebb, mint a bordás kötéseké. Különösen alkalmasak gépjármű kardántengelyek kötésére, elmozdulás alatti nyomotékátvitelre.

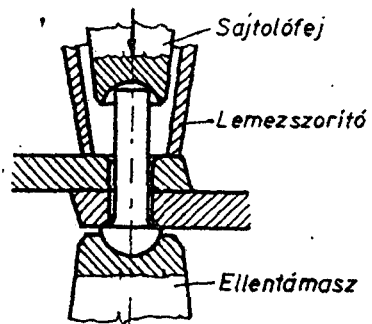


2.40 ábra

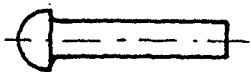
2.11 A szegecskötés

Egy időben a szegecskötés a gépészetben gyakorlatilag kizárólagos eszköze volt a nem oldható kötések létesítésének, az utóbbi évtizedekben azonban a hegesztési technológia, és a fémekhez is alkalmas ragasztóanyagok tökéletesedése jóformán teljesen kiszorította.

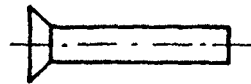
A szegecselés műveletét és eszközeit a 2.41 ábra szemlélteti. A hengeres szegecsszár egyik végén levő gyámfejet a szegecs gyártásakor alakítják ki, a zárófejet pedig a szegecselőszerszám sajtolófejével készítik el. A szegecs számára szükséges furat általában 1 mm-rel bővebb, mint a szegecs szára. A 8 mm-nél nagyobb átmérőjű acél szegecsket csak izzó állapotban



2.41 ábra

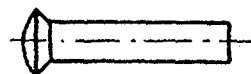


a) szabad elszegecselni, kisebbeknél a művelet hidegen is elvégezhető. Eközben a szegecsszár felduzzad és a furatot tökéletesen kitölti.



b) A szegecsfej alakja többféle lehet, leggyakoribbakat a 2.42 ábra szemlélteti.

Az a) félgömbfejű, a b) súlylyesztett fejű, a c) pedig lemezszegecset ábrázol.



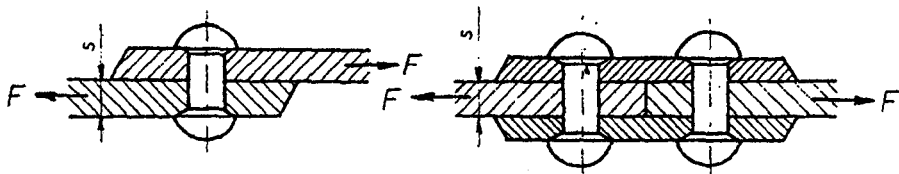
c) A szegecsek igénybevétele nagyon bonyolult és számítással alig követhető.

2.42 ábra

A kötés megfelelő kivitelezése esetén a szegecsszár lehülése és az ezzel járó összehúzódása után

nagy húzó igénybevétel lép fel a szárban. Ezáltal az összeerősített részek olyan erősen nyomódnak össze, hogy az így keletkező súrlódás önmagában is elegendő rögzítő hatást biztosíthat és a szegecsszárban nem jön létre nyíró igénybevétel. Ennek ellenére a gyakorlatban nyírásra méretezik a szegecseket, ez ugyanis igen leegyszerűsíti a számítást. Az acélszerkezeti szegecskötéseket ezen kívül felületi nyomásra is ellenőrzik.

A méretezés során azt is figyelembe kell venni, hogy a kötést létesítő szegecseknek hány nyírt keresztmetszetük van.



2.43 ábra

A 2.43.a) ábrán egy egynyírású (másképpen átlapolt) a b) ábrán pedig kétnyírású (hevederes) szegecskötés látható, de létezik többnyírású is. Végeredményben az egy szegecsel átvihető nyíróerő

$$F = k \cdot \frac{d^2 \pi}{4} \cdot \tau_{\text{meg}}$$

ha k a nyírt keresztmetszetek száma és d a szegecsluk átmérője.

A szegecsenként átvihető erő a megengedett felületi nyomás alapján

$$F = d \cdot s \cdot p \cdot f \text{ meg.}$$

itt s a lemezvastagság.

A méretezés során természetesen figyelembe kell még venni, hogy a szegecshez készített lyukak az összeerősítendő részek eredeti keresztmetszetét - egyúttal teherbírást - csökkentik.

A szegecsméretezés során a szegecsátmérőt a lemezvastagság függvényében előzetesen - tapasztalati úton - felvesszük, így végső soron a kötés kialakításához szükséges szegecsek számát kell kiszámítanunk a kötetést terhelő erő ismeretében. A szegecsek viszonylagos elhelyezésekor az elkészíthetőséget, az egyenletes terhelésseloszlás követelményeit és tartályok, kazánok esetén a tömítőképességet kell figyelembe venni.

2.12 Hegesztési módok, varratfajták, szerkezetek kialakítása

A hegesztést eredetileg csak acélanyagú szerkezeti elemek nem oldható kötésére használták, jelenleg azonban már sok egyéb anyag hegesztési technológiája is ismeretes. Egyre gyakrabban hegesztik az öntöttvasat, a könnyűfémeket és a műanyagokat is.

Hegesztéssel könnyű és olcsó szerkezetek: tartószerkezetek, kazánok, tartályok, csővezetékek és járművek gyártathatók. Egyedi gyártás esetén öntvények helyett gazdaságosabbak a hegesztett konstrukciók. Felrakó hegesztéssel javíthatók hibás öntvények, alkatrészek kopott felületei, valamint készíthetők különféle bevonatok.

A hegesztés technológiai szempontból két fő csoportra osztható: az acélok sajtoló és ömlesztő hegesztése.

A sajtoló hegesztés esetén az összeerősítendő felületeket fehérén izzó állapotban összepréselik. A hevítéshez kovácsützet, vízgázt, vagy - leggyakrabban - villamos áramot, az összepréseléshez pedig rendszerint valamilyen sajtoló műveletet, ritkábban kalapálást alkalmaznak. Töméggyártásra legalkalmasabb változata a villamos ellenállás-hegesztések közé tartozó pont- és vonalhegesztés.

Ömlesztőhegesztéskor az összeerősítendő felületek anyagának egymásba olvasztásával jön létre a kötés. A var-

rat kialakításához majdnem mindig adalékanyagot is használnak fel a hegesztőpálca (vagy elektród) megolvastása útján. A varrat anyagának megolvastásához szükséges hőmennyiséget éghető gáznak (rendszerint acetilénnek) oxigénnel dúsított levegőben való elégetésével (lánghegesztés) vagy villamos ív keltésével (ívhegesztés) állítják elő.

A hegesztő elektródák különféle bevonatokkal való el látása megkönnyíti a hegesztés végrehajtását és megjavítja a kötés minőségét.

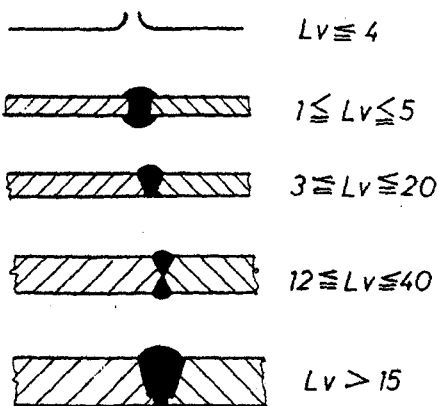
A különféle ötvözetek, ill. fémek más-más mértékben hegeszthetők. Az acélok hegeszthetőségét elsősorban szént tartalmuk határozza meg, de az ötvöző és szennyezőanyag tartalom nagy mértékben módosíthatja. Az ötvözetlen szer kezeti acélok 0,25% szénttartalomig jól, 0,25 ... 0,6% szénttartalom esetén pedig csak korlátozott mértékben, ill. különleges eljárásokkal hegeszthetők. A 0,6%-nál nagyobb szénttartalmú ötvözetlen acélok nem hegeszthetők.

Ez a gyakorlatban azt je lenti, hogy az A 34 ... A 44 jelű acélok jól, az A50 és A60 jelűek csak különleges el járással, az A70 jelű acél pe dig egyáltalán nem hegeszthe tők.

A különálló darabokat összekötő varratok a következ ő csoportokba sorolhatók:

a) Tompavarrat egy síkban fekvő, szélükkel egymás mellé illesztett munkadarabok hézagát töltik ki. Az összehegesztendő felületeket többnyire előzetesen megmunkálják.

A tompavarratok néhány gyakori kiviteli alakja a 2.44 ábrán látható (itt a lemezvastagságok ívhegesztésre vonatkoznak).



2.44 ábra

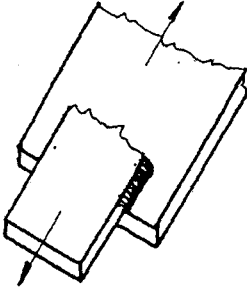
b) Sarokvarrat átlapolt vagy nagyobb szögben egymáshoz illesztett alkatrészeket köt össze. Az átlapolt lemezek kialakított varrat a terhelés irányára merőleges (homlokvarrat), vagy vele párhuzamos (oldalvarrat) lehet (2.45 ábra). A sarokvarrat keresztmetszete domború, lapos vagy homorú (2.46 ábra).

c) Élvarrat (2.47 ábra)

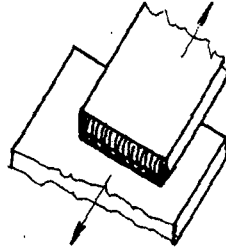
d) T varrat (2.48 ábra)

e) Lyuk és horonyvarrat (2.49 ábra)

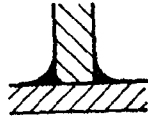
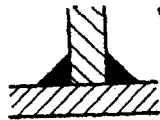
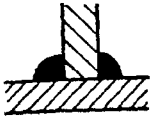
oldalvarrat



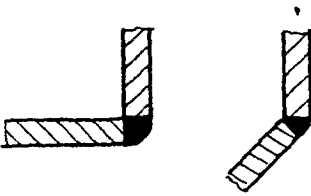
homlokvarrat



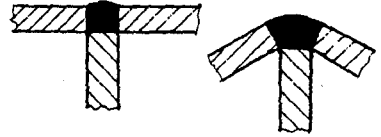
2.45 ábra



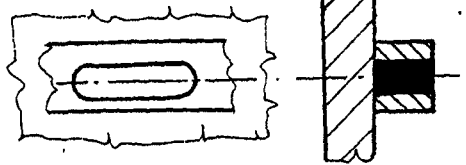
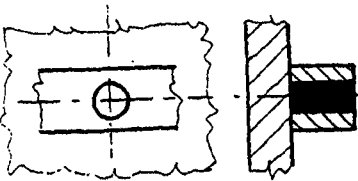
2.46 ábra



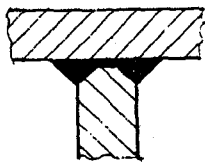
2.47 ábra



2.48 ábra



2.49 ábra



2.50 ábra

f) K varrat, amely a sarokkötés feszültséggyűjtő hatását csökkenti, de az előzetes lemezmegmunkálás miatt költségesebb a normál sarokvarratnál (2.50 ábra).

A hegesztett szerkezetek kialakításakor a technológiai követelményeket és a varratok szilárdsági tulajdonságait egyaránt figyelembe kell venni. E két fő szempont alapján a következő irányelvek betartásával alakítható ki a helyes konstrukció.

- A varrat feszültséggyűjtő hatásának csökkentésére sarokvarratok helyett lehetőleg tompavarratot használjunk. A T-varratot kell leginkább kerülni, mert szilárdsági igénybevételt alig bír.

- A hajlított tartók hegesztési varratai lehetőleg a semleges szál közelében legyenek, ahol a feszültség viszonylag kicsi. Különösen a húzott oldalon kell a feszültség csökkentésére törekedni.

- A varratok keresztmetszetét lehetőleg ki kell küszöbölni.

- Rövid, de vastag varratok helyett előnyösebbek az azonos keresztmetszetet adó hosszú, vékony varratok.

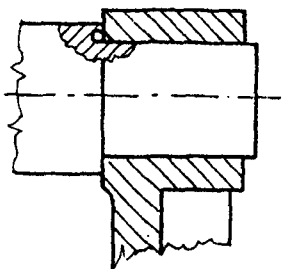
- Eltérő keresztmetszetű alkatrészek összehegesztésekor a varrat környezetében ki kell egyenlíteni a keresztmetszeteket, különben a vékonyabb darab elég, vagy a vastagabb nem nevéül fel kellően.

- A konstrukció kialakításakor arra kell törekedni, hogy az egyes összehegesztendő daraboknak a lemezből való kiszabásakor minél kevesebb hulladék keletkezzék.

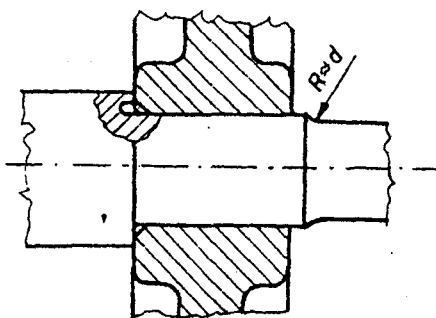
2.13 Zsugorkötések kialakítása és készítése

A zsugorkötés szilárd illesztéssel létrehozott kapcsolatot jelent. Elsősorban hengeres felületekhez használható. Általában nem oldható, ill. oldás után az újból létrehozott kötés minősége nem éri el az eredetit. A zsugorkötéssel összeerősített alkatrészek szilárd kapcsolatát a jelentős fedés következtében létrejövő, az illeszkedő felületeken egyenletesen eloszló felületi nyomás biztosítja, mely a relatív elmozdulást gátló súrlódási erőt kelt.

Zsugorkötést nem csak egy darabból készült, hanem több részből zsugorkötésekkel összekapcsolt alkatrészek közt is létesíthetünk. Ilyenkor a túlfedések, ill. feszültségek kölcsönösen hatnak egymásra, ami a méretezést erősen komplikálja, ezért a továbbiakban csak az egyszerű zsugorkötéssel foglalkozunk.



2.51 ábra



2.52 ábra

A 2.51 és 2.52 ábrán forgatókar, ill. tárcsaagy zsuporkötéssel való felerősítés látható. Szembetűnő a megoldás szerkezeti egyszerűsége: nem szükségesek külön kötőelemek és nem kell hornyot marni sem a csapba, sem az agyba. Ugyanakkor a zsuporkötés nem okoz elhúzóerőt, excentricitást sem. Nem hagyhatók azonban említés nélkül a megoldás hátrányai sem: az illeszkedő felületeket nagy méretpontossággal kell elkészíteni, és mivel a zsuporkötés jelentős feszültség-torlódást okoz, a fáradásos törés megelőzésére igen gondos anyagkialakítás szükséges. Ez a 2.51 és 2.52 ábrán is megfigyelhető a zsuporkötés melletti keresztmetszetátmenetekenél.

A zsuporkötésű alkatrészek összeszerelésére a következő módszerek terjedtek el:

a) Hideg sajtolás. Mivel az élek az ellendarabon hántható hatásúak, az agyfuratot ki kell sülyeszteni, a tengelyt pedig enyhe, 10 ... 15°-os kúposággal le kell élezni. A nagy besajtolási sebesség rontja a kötés minőségét, ezért a besajtolás sebessége legfeljebb 2 mm/s lehet. A kötés csak kb. 48 óra elteltével éri el teljes teherbíró-képességét (addigra az illeszkedő felületek környezetében anyagátrendeződés játszódik le), addig tehát nem tanácsos terhelésnek kitenni.

Összesajtolás közben az illeszkedő felületek megmunkálási egyenetlenségei jórészt elkenődnek, miáltal csökken az eredeti fedés, amit méretezéskor számításba kell venni. Az elkenődés mértéke a tapasztalat szerint a legnagyobb felületi egyenetlenség (R_{max}) 60%-ára tehető.

A kötés szétsajtolásához szükséges erő jóval nagyobb a besajtolási erőnél, annak kétszeresét is elérheti.

b) A fedés megszüntetése a csap és agy hőfokkülönbségei által. Hőfokkülönbséget az agy felmelegítésével vagy a csap mélyhűtésével érhetünk el, de a két módszer együtt-

tesen is használható. Mivel a mélyhűtés (szárazjéggel vagy esetleg folyékony levegővel) komolyabb nehézségekkel jár, leginkább az agy felmelegítése jöhet szóba. A munkadarab felmelegítésének legelterjedtebb módszere a meleg olajfürdőben való felmelegítés. Ezzel 370 °C-ig való felhevítést lehet elérni, de acélananyagok esetében nem tanácsos túllépni a 300 °C-ot (különösen, ha edzett az acél), különben szövetszerkezeti változások következhetnek be. Ha ez a hőmérséklet nem elegendő, indokolt lehet a csap egyidejű mélyhűtése.

A szerelés további megkönnyítésére és a szerelés közbeni hőveszteségek csökkentésére az alkatrészek közti hőfokkülönbséget úgy kell megválasztanunk, hogy a fedés megszüntetésén túlmenően játék is keletkezzék az agyfurat és a tengelycsap között. A játék ajánlható nagysága a tengelycsap átmérőjével kifejezve $\delta \approx 0,0004 d$.

2.14 A zslugorkötés méretezése

A zslugorkötés méretezésekor - a kötés igénybevételének ismeretében - mindenekelőtt a kötés szilárdságát biztosító súrlódási erő létrehozásához szükséges palástnyomást kell meghatározni.

Ezt követően kiszámíthatjuk az illeszkedő felületek közti legkisebb fedést, amely éppen elegendő a szükséges palástnyomás előidézéséhez. E számítás során azt is figyelembe kell vennünk, hogy hideg sajtolás esetén az eredeti fedés csökken. A minimálisan szükséges fedés ismeretében lehetőleg szabványos tőréspárt választunk, mely eleget tesz az adott követelményeknek. A választás helyességének ellenőrzésére kiszámítjuk a tőréspárhoz tartozó legnagyobb fedésnek megfelelő feszültségeket, melyek nem haladhatják meg az adott anyagminőségre megengedett értékeket.

Végül ki kell még számítanunk hideg sajtolás esetén a besajtoláshoz szükséges erőt, az agy melegen való felhúzása esetén pedig a szükséges hőfokkülönbséget.

Az egyes számítások részletesebb menete a következő:
A szükséges palástnyomás meghatározása:

A palástnyomás (p) szükséges értékét legegyszerűbben az átvitt teljesítmény és a fordulatszám alapján határozhatjuk meg, ui. felírhatjuk, hogy a d átmérőjű és l hosszúságú illeszkedő felületek közt ébredő súrlódási erő (kerületi erő) nyomatéka egyensúly esetén egyenlő a teljesítményből és fordulatszámából (vagy szögsebességtől) adódó terhelő nyomatékkal, tehát

$$p \cdot d \pi l \mu \frac{d}{2} = \frac{P}{\omega} \cdot x.$$

Az egyenlet jobb oldalán látható x tényezővel a biztonsági okból szükséges túlterheltséget és a kötést erődinamikus hatásokat vesszük számításba, mely utóbbiakra a súrlódásos kapcsolatok nagyon érzékenyek. E szerint x a tengelycsap méretezésekor használt biztonsági tényező és a dinamikai tényező szorzata lehet. Az egyenletből a palástnyomást kifejezve és ezt a szükséges értékek tekintve a

$$P_{\text{szüks}} = \frac{2P}{\omega} \frac{x}{d^2 \pi l \mu}$$

kifejezést kapjuk. Ezen célszerű még néhány - gyakorlati szempontból előnyös - átalakítást eszközölni. Célszerű pl. bevezetni az agyhossz és a csapátmérő l/d arányát, a szögsebesség helyett pedig a fordulatszámot használni. Ekkor - a teljesítményt kW-ban, a méreteket mm-ben helyettesítve, az állandókat pedig összevonva

$$P_{\text{szüks}} = 10^6 \frac{P \cdot x}{\pi^2 \cdot n \cdot d^3 \cdot \left(\frac{l}{d}\right) \mu} \text{ N/mm}^2$$

A súrlódási tényező az anyagminőségen kívül erősen függ a kötés készítési módjától is.

A csavarónyomatékkal terhelt zugorkötésekhez ajánlható l/d értékek az anyagminőségtől, a technológiai eljárástól és a járulékos igénybevételtől függően a következők.

Acélöntvény agy és acélcsap:

$l/d = 0,6 \dots 0,8$ hajlítással nem terhelt, hőfokkülönbséggel létesített kötésre

$l/d = 0,8 \dots 1,0$ hajlítással is terhelt, hőfokkülönbséggel létesített kötésre

$l/d = 1,0 \dots 1,25$ hidegen sajtolt kötésre

Öntöttvas agy és acélcsap:

$l/d = 1,2$ hajlítással nem terhelt, hőfokkülönbséggel létesített kötésre

$l/d = 1,5$ hajlítással is terhelt, hőfokkülönbséggel létesített kötésre

$l/d = 1,5 \dots 2$ hidegen sajtolt kötésre

Könnyűfém agy és acélcsap:

$l/d = 1,5 \dots 1,8$ hajlítással nem terhelt, hőfokkülönbséggel létesített kötésre

$l/d = 1,0 \dots 2,2$ hajlítással is terhelt, hőfokkülönbséggel létesített kötésre.

2.15 Forrasztott kötések

Forrasztáskor az alapanyagnál jóvel kisebb hőfokon olvadó forrasztanyagot használunk fel kötőanyagként, ilyenkor tehát az alapanyag - ellentétben a hegesztéssel - nem olvad meg. A kötés felületi ötvöző, adhéziós és diffúziós folyamat következtében jön létre.

A különféle fémek, ill. ötvözetek más-más mértékben forraszthatók. Jól forrasztható pl. az acél és a réz, ugyanakkor az alumínium és ötvözetei rosszul vagy egyáltalán nem forraszthatók.

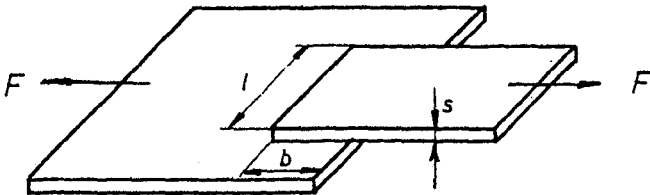
A forrasztás technológiája - és ezzel a kötés jellege is - a felhasznált forrasztóanyagnak megfelelően két csoportra osztható.

a) Lágyforrasztás. A forrasztanyag többnyire ón és ólom ötvözetek, melynek olvadási hőmérséklete $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ -nál kisebb, de ide soroljuk az összes, $450\text{ }^{\circ}\text{C}$ -nál nem nagyobb munkahőmérsékleten kivitelezhető forrasztásokat. Ekkora munkahőmérséklet párával is elérhető.

Mivel a forrasztott kötések csak nyírással terhelhetők, a szilárdsági méretezés alapadata a nyírószilárdság. A statikus nyírószilárdság értéke a leggyakoribb lágyforrasztásokra

ónforrasztás	$\tau_B = 20 \dots 86 \text{ N/mm}^2$,
ón-kadmium forrasztás	$\tau_B = 120 \text{ N/mm}^2$.

b) Keményforrasztás. Ide soroljuk a $450\text{ }^{\circ}\text{C}$ -nál nagyobb munkahőmérsékleten kivitelezhető forrasztásokat.



2.53 ábra

Hőforrásként leggyakrabban gázlángot használunk (pl. hegesztőégővel). A leggyakoribb keményforrasztások a réz és ötvözetek, ritkábban az ezüst. Ezek statikus nyírószilárdsága:

réz- és sárgarézforrasztás	$\tau_B = 140 \dots 200 \text{ N/mm}^2$.
ezüst forrasztás	$\tau_B = 220 \text{ N/mm}^2$.

Mivel a forrasztott kötések csak nyírással terhelhetők, nyírásra méretezzük őket. Eszerint a 2.53 ábrán látható kötést - n biztonsági tényezővel számolva -

$$F = A \tau_{\text{meg}} = lb \cdot \frac{\tau_B}{n}$$

erővel terhelhetjük.

A kötés és a lemez egyenszilárdságát a következő egyenlet fejezi ki.

$$\sigma_B \cdot s \cdot l = \tau_B \cdot b \cdot l,$$

ahonnan a kötés célszerű szélessége

$$b = s \frac{\sigma_B}{\tau_B}.$$

2.16 Fémek ragasztása

A ragasztási technológia ipari alkalmazása - az egyre tökéletesebb szintetikus ragasztóanyagok kifejlesztése nyomán - gyors fejlődésben van.

A ragasztás nagy előnyei, hogy különböző anyagú alkatrészek összekötésére alkalmas, nem jár káros felmelegedéssel, elkerülhetők vele a feszültségkoncentrációk, korrózióra érzéketlen és nem akadályozza a felületkezelést. Az említetteken kívül egyéb előnyei is vannak a ragasztásnak, ezek felsorolása azonban igen hosszadalmas lenne.

A hátrányok közül említésre érdemes, hogy nagyobb hőmérsékleten a ragasztás nem használható, keményedési, ill. száradási folyamata pedig viszonylag hosszadalmas (rendszerint néhány óra).

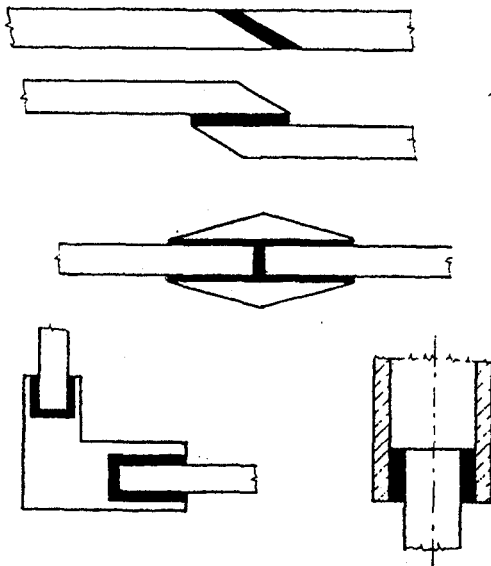
A fémragasztás területén eddig az epoxigyanta ragasztók adták a legjobb eredményt. Ezek hidegen vagy melegen keményedők lehetnek és a technológiai előírások pontos betartása esetén jelentős kötési szilárdságot biztosítanak.

Mivel a ragasztott kötések - a forrasztáshoz hasonlóan - nyomáson kívül csak nyírással terhelhetők, szintén a statikus nyírószilárdságot tekinthetjük legfőbb szilárdsági jellemzőjüknek. Ennek értéke - helyes technológia esetén - a ragasztóanyagon kívül az összeragasztandó fémek anyagától is függ. Epoxigyanta használatakor statikus nyírószilárdság átlagos értéke $\tau_B = 35 \dots 40 \text{ N/mm}^2$.

A ragasztott kötéseket a forrasztott kötésekhez hasonlóan méretezzük, az előző fejezetben foglaltak szerint.

A kötés kialakításának legfőbb szempontja, hogy a nyírásán kívül ne kapjon számottevő igénybevételt.

E követelményt leggyakrabban átlapolással elégíthetjük ki, de előfordulnak pl. hornyos kötések is. Néhány jól bevált megoldást szemléltet a 2.54 ábra.



2.54 ábra

Az átlapolásokat lehetőleg úgy kell kialakítani, hogy ne járjanak ugrásszerű keresztmetszet-változással. Mivel a terhelés átadása az átlapolt felületek menetén nem egyenletes, az átlapolás hosszának növelésekor a teherbírás csak kisebb mértékben nő. Ezért az átlapolás hosszát nem érdemes az anyagvastagság 5 ... 20-szorosánál nagyobbra növelni.

3. TENGELYEK

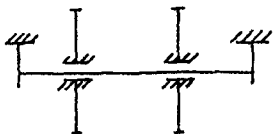
A tengely egyike azoknak a gépszerkezeti elemeknek, amelyet minden mozgó gépészeti berendezésben megtalálunk. Forgómozgást közvetítő gépelem, hordja a rászerezelt forgó gépelemeket pl. szíjtárcsa, fogaskerék és nyomatékot ad át.

3.1 A tengelyek osztályozása

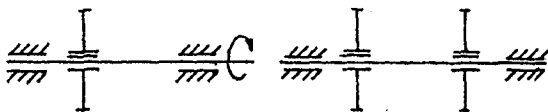
A tengelyeket több szempont szerint csoportosíthatjuk:

- A tengely üzeme szerint:

- a) A tengely áll a rászerezelt gépelemek végzik a forgómozgást. A tengely és a forgó alkatrészek közötti kapcsolat laza. Pl. gépkocsitengely. (3.1.a ábra)



a,



b,

c,

3.1 ábra

- b) A tengely forog és vele együtt forog a rászerezelt forgó alkatrész, kapcsolatuk szoros, a tengely nyomatékot visz át. Ez a gépészeti gyakorlatban leggyakrabban előforduló eset. Ilyen pl. a belső égésű motorok fő tengelye, a szerszámgépek hajtómű tengelye. (3.1.b ábra)
- c) A tengely forog, de nyomatékot nem visz át. Ilyenkor a tengely és a rászerezelt forgó gépelem szintén szoros kapcsolatban van. Ilyen pl. a vasúti kocsik

tengelye, mely két végén csapágyazott és a tengelyre szorosan szerelt kerék a sínen legördül, tehát nyomatékot nem ad át. (3.1.c ábra).

- A tengelyek igénybevétele szerint:

- a) hajlításra igénybe vett,
- b) csavarásra igénybe vett,
- c) hajlításra és csavarásra együttesen, összetett igénybevételre terhelt tengelyek.

- Alakjuk szerint:

- a) egyenes középvonalú
- b) alakos tengelyek, pl. könyökös tengelyek.

- Keresztmetszetük szerint:

- a) tömör
- b) üreges tengelyek

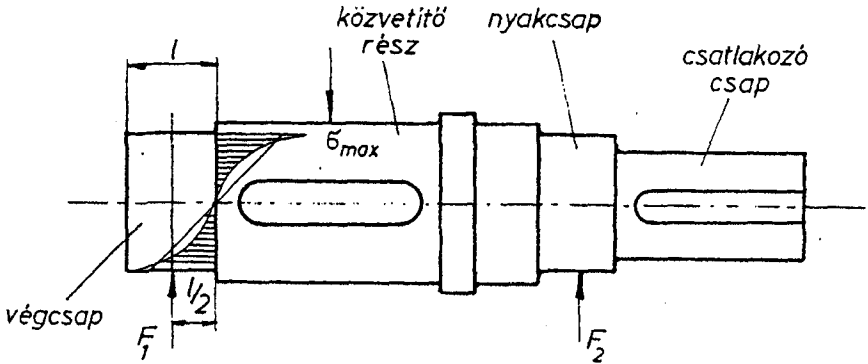
- Működésük alapján:

- a) merev tengelyek, melyek működés közben sem hossz, sem keresztirányban nem térhetnek el,
- b) csuklós tengelyek, melyek kapcsolatot létesítenek két, nem egy egyenesbe eső tengely között, pl. kardántengely,
- c) hajlékony vagy flexibilis tengelyek, melyek működés közben hajlíthatók. Ilyen tengely létesít kapcsolatot pl. a gépkocsi sebességmérője és a sebességváltó között.

3.2 A tengelyek kialakítása

Az egyszerűbb tengelyeket végig egyforma keresztmetszetre készítik, csak a végeken a csapágyak felfekvésére munkálják kisebb átmérőre. Általában azonban a gépek tengelyei a különböző rájuk szerelt és velük kapcsolódó alkatrészek miatt lépcsős, változó keresztmetszetűek.

A 3.2 ábrán egy tengely kialakítását mutatjuk be, megnevezve azon a tengely fő részeit. Így a tengely végén elhelyezkedő csapágyban fekvő rész az ún. végcsap. A tengely közbenső részén szerelt csapágyba a nyakcsap fekszik bele. A hajtáshoz kapcsolódó vége a csatlakozócsap, (tengelyvég) míg a két vagy több csapágy közötti rész a közvetítőszakasz. A forgó tengelyek mindig kör vagy körgyűrű keresztmetszetű-



3.2 ábra

ek. Az álló tengelyek keresztmetszete csak a forgó alkatrész helyén kell, hogy kör keresztmetszetű legyen. Különböző kialakítása tetszőleges.

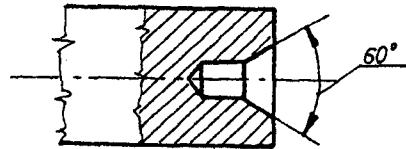
Nagyobb méretű tengelyek alakja követi az igénybevétel nagyságát. Ezeket ún. egyenszilárdságú tengelyeknek hívják.

A forgatónyomatékokat a tengelyek főleg reteszek és ékek segítségével közvetítik.

A tengelybe mart hornyok méreteit a kötőgépelemnél ismertetett szabványok határozzák meg.

A csatlakozócsap átmérője nem lehet tetszőleges. Gyártástechnológiai és mérés-technikai okok miatt csak a szabványban előírt átmérők alkalmazhatók.

A tengelyvégeket a gyártóhatóság biztosítására rendszerint csúcsfurattal látják el. Ennek legegyszerűbb változatát a 3.3 ábra tünteti fel. A csúcsfészkek alakját és méreteit is szabvány határozza meg.

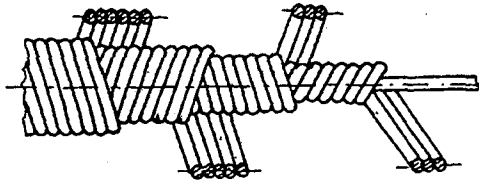


3.3 ábra

Szabványosítottak még a tengelyvégek gépalaptól számított magasságai is, hogy ezáltal egyszerűbb legyen a különböző gépelemek egymáshoz csatlakoztatása.

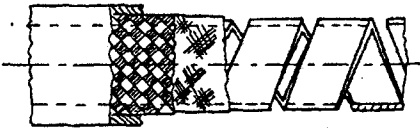
A hajlékony tengely lényegében nem más, mint acélhuzalból készült többretegű sodrat, rétegenként ellentétes sodrásiránnyal (3.4 ábra). Ezt többretegű hajlékony védőtömlőben helyezik el, mely belső rétege pl. acélszalagból készült hajlékony tekercs (3.5 ábra).

A külső réteg hermetikusan burkolja a tengelyt, így megakadályozza a szennyeződések behatolását és lehetővé



3.4 ábra

teszi a tengely és a külső burkolat közti tér kenőzsírral való feltöltését.



3.5 ábra

3.3 A tengelyek anyagai

A tengelyek gyártásához rendszerint acélt, kivételesen azonban más anyagokat (pl. bonyolult alakú tengelyekhez nagyszilárdságú gömbszénacélos öntöttvasat) is használnak. A szerkezeti szénacélokon kívül acélok közül leggyakrabban valamilyen nemesíthető, ritkábban - ha igen nagyfokú kopásállóság elérése a cél - betétben edzhető minőséget alkalmaznak.

A szerkezeti szénacélokon kívül leggyakrabban az A50 minőséget használják fel tengelyek gyártására, nagyobb minőségi igények esetén pedig a nemesíthető elektrokarbonacélok (C 25 ... C 60) valamelyike kerülhet szóba. Ötvözött acél használata csak különleges követelmények fennállása, ill. a méretcsökkenés szükségessége esetén indokolt.

A nemesíthető acélok felületének kopásállóságát felületi edzéssel (lángedzéssel vagy indukciós edzéssel) lehet növelni.

A betétben edzhető anyagok közül elsősorban a C 10 és C 15 elektrokarbonacélok, fokozott követelmények esetén pedig különböző króm-molibdén- és króm-mangán-acélok használhatók.

A tengelycsapok felületének keménysége igen nagy mértékben növelhető - a hőkezelési eljárásokon kívül - nitrálással, keménykrómozással, felrakó hegesztéssel és fém-szórással is.

3.4 A tengelyméretezés elvei

A tengelyekben - igénybevételük hatására - feszültségek és alakváltozások keletkeznek. Előbbiek törést, utóbbiak a csatlakozó alkatrészekkel való kapcsolat hibáját okozhatják. Emellett - mivel a tengely és a vele kapcsolódó alkatrészek lengő rendszert alkotnak - üzem közben káros rezgések is keletkezhetnek. Ezért általában a feszültségek és a deformációk alapján is szükséges méretezni, a lengések szempontjából pedig ellenőrizni.

A tengelyek igénybevétele - a többnyire nem számottevő esetleges húzás vagy nyomás mellett - statikus vagy váltakozó hajlítás, statikus vagy lúktető csavarás, valamint ismétlődő összetett igénybevétel lehet. Statikus igénybevételek esetén nincs akadálya a tengely méretezésének, de az ismétlődő igénybevételű tengelyek méreteit előszámítás után sorozatosan végrehajtott ellenőrző számításokkal tudjuk meghatározni. Az egyes esetekre érvényes méretezési eljárások rövid összefoglalása a következő:

Statikus hajlító igénybevétel esetén a megengedhető feszültség alapján méretezzük, majd némelykor a deformáció szempontjából ellenőrizzük is a tengelyt.

Ilyen igénybevétele a rögzített támasztó tengelyeknek lehet, (amilyen pl. a gépkocsik nem hajtott tengelye, bár ez az úttest egyenetlenségei következtében erősen dinamikus terheléseket is kap).

A méretezés alapja a szilárdságtanból ismert Navier-féle képlet:

$$\sigma = \frac{M_n}{K};$$

melyből a hajlító nyomaték meghatározása és σ megfelvétele után a keresztmetszeti tényező, ebből pedig az átmérő, ill. a keresztmetszeti méretek meghatározhatók.

Ha a tengelyt terhelő erők nincsenek egy síkban, az összes aktív erőket felbontjuk két egymásra merőleges (és célszerűen megválasztott) síkban fekvő komponensekre, meghatározzuk a reakcióerők merőleges komponenseit, majd mind-

két síkban a hajlítónyomatékokat (M_{h1} és M_{h2}). Az eredő hajlítónyomaték nagysága

$$M_h = \sqrt{M_{h1}^2 + M_{h2}^2}$$

és az eredő reakcióerők is hasonlóan határozhatók meg komponenseikből. Ha a tengely kör (vagy körgyűrű) keresztmetszetű, a Navier-képlet minden további nélkül felírható az eredő hajlítónyomatékkal.

Ha a tengely deformációjának ellenőrzése is szükséges, a számítás hosszadalmassága miatt általában a szilárdságtanból ismert Mohr-féle szerkesztési eljárással, vagy számítástechnikai módszerrel határozzuk meg az alakváltozásokat.

Statikus csavaró igénybevétel esetén mind a megengedhető feszültség, mind a megengedhető deformáció alapján méretezhetünk. Ilyen igénybevétele lehet pl. a villamos motor tengely végének, ha tengelykapcsoló útján hajt egy másik tengelyt. A feszültség alapján való méretezéshez a szilárdságtanból ismert

$$\tau = \frac{T}{K_p}$$

összefüggést használjuk, melyben a csavarónyomaték az átvitt teljesítménnyel és a forgó tengely szögsebességével kifejezve

$$T = \frac{P}{\omega}$$

Mivel pedig a tömör, körkeresztmetszetű tengely poláris keresztmetszeti tényezője

$$K_p = \frac{d^3 \pi}{16},$$

végeredményben

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 P}{\pi \omega \tau_{meg}}} = \sqrt[3]{\frac{5 P}{\omega \tau_{meg}}}$$

Fenti összefüggés mértékfüggetlen és az SI alapegységeinek használata esetén m-ben adja meg a tengelyátmérőt. Mint már az előzőekben rámutattunk a szilárdságtan alapképletei bonyolultabb alkatrészek, így a nem állandó keresztmetszetű tengelyek esetében is pontatlan eredményeket adnak.

Ezért a szóban forgó képlet többnyire csak előtervezéshez használható. Mivel pl. a hornyok gyengítő hatását sem veszi figyelembe, használatakor τ_{meg} igen óvatos felvétele szükséges.

A csavaró igénybevétellel terhelt tengelyek deformációja - az elcsavarodás - főként hosszú tengelyek esetében lehet káros, ugyanis veszélyes lengésekhez vezethet és más módon zavarhatja a működést. Ezért a hosszú tengelyeket a megengedett deformáció alapján szokták méretezni, amit a feszültségre való ellenőrzés követhet.

A szilárdságtanból ismeretes, hogy a kör vagy körgyűrű keresztmetszetű egyenes rúd elcsavarodása

$$\varphi = \frac{T \cdot l}{I_p \cdot G}$$

Mivel a kör másodrendű nyomatéka

$$I_p = \frac{d^4 \pi}{32},$$

a tömör, körkeresztmetszetű tengely szükséges átmérője

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 T \cdot l}{\varphi_{\text{meg}} \pi \cdot G}} =$$

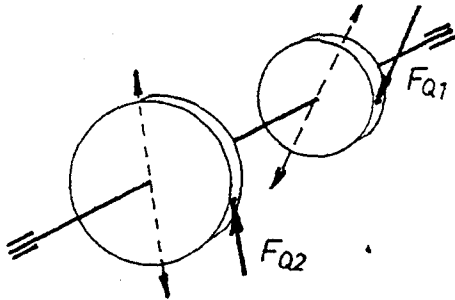
Ez a formula W-ban behelyettesített teljesítmény esetén m-ben adja meg az átmérőt.

Ismétlődő igénybevétel esetén mindenekelőtt végrehajtjuk a tengely közelítő méretezését, mintha statikus igénybevétel terhelné. Ezt követően - a kiszámított átmé-
rők ismeretében - előtervezzük a tengelyt, beleértve a hornyok, lekerekítési sugarak stb. meghatározását is. Végül - általában több keresztmetszetben - ellenőrizzük a tengelyt kifáradásra, tehát meghatározzuk a kiválasztott keresztmetszetben a biztonsági tényezőket. Ha a kapott biztonsági tényező az előírt tartományon kívül van, a tengelyen megfelelő módosításokat eszközölünk (pl. növeljük az átmérőt, minőségileg jobb anyagot választunk) és újból meghatározzuk a biztonsági tényezőket, mindaddig, míg azok a megkívánt tartományon belül kerülnek.

Az ismétlődő igénybevételű tengelyeket leggyakrabban egyidejű hajlítás és csavarás terheli (minden súrlódásos -, fogaskerekes - és lánchajtással kapcsolatos tengely igénybevétele ilyen).

Ilyenkor a hajlítás mindig szimmetrikus lengő terheléssel jár (mivel a tengely forog a terhelő erőhöz viszonyítva), a csavarás pedig statikus vagy lüktető (utóbbi eset a fogaskerekkel kapcsolatban tipikus).

Az összetett igénybevétel keletkezésének egyik példáját a 3.6 ábrán látható vázlat szemlélteti, melyen egy két fogaskereket hordozó tengely látható.

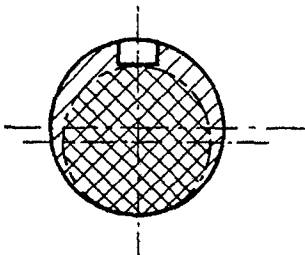


3.6 ábra

Az egyes fogaskerek terhelése az ellenkerekkel (ezeket az ábra nem tünteti fel) való érintkezés helyén ható fognyomás F_{Q1} és F_{Q2}). A fognyomásokat a kerek középpontjába áthelyezve közvetlenül láthatók a csavaró igénybevételt okozó erőpárok.

Az egyidejű hajlítással és csavarással terhelt tengelyek előzetes méretezését pl. a Mohr-féle elmélet alapján meghatározható nyomatékkal (M_r) végezhetjük el, amikor - mint a szilárdságtanból ismeretes - acéltengelyre.

$$M_r = \sqrt{M_h^2 + T^2}$$



3.7 ábra

és a mértékadó nyomatékot úgy tekintjük, mintha hajlító nyomaték lenne. Az előtervezést követően szükség esetén sorozatos ellenőrzésekkel és módosításokkal érhetjük el a kívánt biztonsági tényezőt, ill. a végleges méreteket és kialakítást.

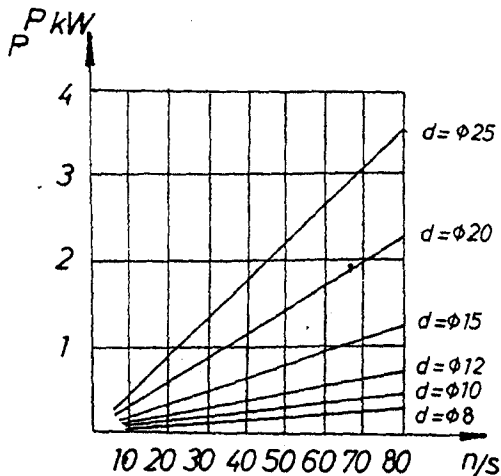
Hornyolt tengelycsapok biztonsági tényezőjének meghatározásakor esetleg használható közelítő eljárás, hogy

a valóságos helyett a horony mélységével csökkentett tengelyátmérővel számolunk (3.7 ábra) és ujjmaróval készített horony esetén $K_{f\sigma} = 1,7$, tárcsamaróval készített horony esetén pedig $K_{f\sigma} = 1,3$ kifáradási hatást csökkentő tényezőt (korábbi könyvekben β_K gátlástényezőnek nevezett) veszünk figyelembe.

Ahhoz, hogy a tengely minden keresztmetszetében azonos legyen a biztonsági tényező, egyenszilárdságú tengelyt kellene kialakítani. Ez azonban nem lehetséges, mert elsősorban az illeszkedő alkatrészekkel való összeszerelhetőséget, a csapágyazhatóságot, a gazdaságos gyárthatóságot és hasonló konstrukciós követelményeket kell szem előtt tartani. Ezért általában csak egyetlen keresztmetszetben, a tengely legjobban igénybe vett helyén tudjuk optimálisan megközelíteni a kívánatos biztonsági tényezőt. Ha az összes többi keresztmetszetben nagyobb a biztonsági tényező, az önmagában - ha egyébként helyes a konstrukció - nem tekinthető hibának, még nagy eltérések esetén sem.

A hajlékony tengelyek terhelhetőségéről külön kell beszélni. Mivel a tengely sódratait alkotó huzalok csak húzó igénybevétel felvételére alkalmasak és csak a legkülső réteg terhelhető számottevően, a hajlékony tengely csak egy meghatározott forgás - értelemben használható. Ellenkező értelmű forgatáskor a legkülső réteg nyomott lesz, az alatta fekvő réteg pedig csak kb. 40%-os terhelést bír.

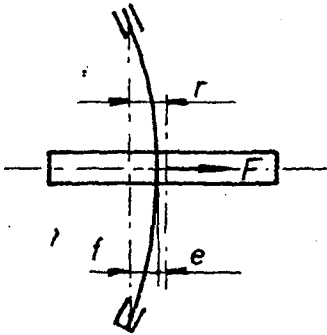
A hajlékony tengelyek 7 mm átmérőig csupán mozgások átszármasztására (pl. műszerek hajtására) alkalmasak. Teljesítményátvitelre 8 mm átmérőtől használhatók. A hajlékony tengelyekkel átvihető teljesítmény a fordulatszám és az átmérő függvényében a 3.8 ábráról olvasható le.



3.8 ábra

3.5 A tengelyek kritikus fordulatszám

A tengelyekkel együtt forgó tömegek kiegyensúlyozottsága soha nem lehet tökéletes, a forgórész súlypontja a valóságban mindig a geometriai forgástengelyen kívül helyezkedik el.



3.9 ábra

A 3.9 ábrán függőleges helyzetű, excentrikusan felékelt tárcsával ellátott tengely vázlata látható, melyet forgása közben az excentrikus tömegközéppontra ható centrifugális erő meghajlít, így az excentricitás (e) a behajlás (f) mértékével megnő. Ezzel együtt a centrifugális erő is nő, melyet - ha végül egyensúlyi helyzet következik be - a tengelyben létrejövő rugalmas visszatérő erő (F) tart egyensúlyban, tehát felírható az

$$m (f + e) \omega^2 = F$$

egyenlet. Mivel a rugalmas visszatérítő erő arányos a deformációval, $1/c$ alakú arányossági tényező használatával

$$F = \frac{f}{c}$$

$$m (f+e) \omega^2 = \frac{f}{c} .$$

Fentiek szerint az arányossági tényező reciproka

$$c = \frac{f}{F},$$

tehát az egységnyi erővel létrehozható deformációt jelenti, és ezt rugóállandónak nevezik.

Fejezzük ki ezután az egyensúlyi egyenletből a deformációt:

$$f = \frac{m \cdot e \cdot \omega^2}{\frac{1}{c} - m \cdot \omega^2}$$

Ha e kifejezésben a nevező zérushoz tart, a deformáció minden határon túl nő. Minthogy a nevező akkor zérus, ha

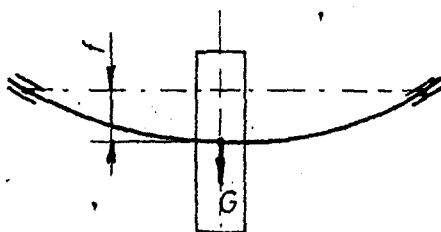
$$\frac{1}{c} = m \omega^2,$$

a végtelen nagy deformációhoz tartozó kritikus szögsebesség

$$\omega_k = \frac{1}{\sqrt{m \cdot c}}.$$

Az ω_k kritikus szögsebesség környezetében forgó tengely nagy deformációja törést, vagy egyéb zavart okozhat (pl. szerszámgépek esetében csökkenti a megmunkálás pontosságát). Ez a jelenség a rezonancia, amit feltétlenül el kell kerülni.

A rezonancia elkerülésének biztosítására az üzemi szögsebességnek nem szabad túl közel lennie a kritikus szögsebességhez. Ha előbbi a kisebb, a minimális eltérésnek el kell érnie ω_k 10%-át, ellenkező esetben pedig még nagyobb eltérés szükséges. Ha az üzemi szögsebesség nagyobb ω_k -nál, az indítási és leállási folyamatnak gyorsnak kell lennie, hogy a kritikus szögsebesség tartományon való áthaladás időtartama ne legyen elegendő a rezonancia létrejöttéhez.



3.10 ábra

A valóságban a tengelyek rendszerint vízszintesek. 3.10 ábrán egyetlen forgó tömeget hordozó vízszintes tengely vázlatra látható, melynek rezonanciája lényegében ugyanúgy alakul ki, mint a függőleges tengelyé. Itt azonban célszerű a rugóállandót a tengelyt terhelő súlyerővel és az általa okozott deformációval kifejezni:

$$c = \frac{f}{G}.$$

Ezzel

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{1}{mc}} = \sqrt{\frac{1}{m \cdot \frac{f}{mg}}} = \sqrt{\frac{g}{f}}.$$

Ez az egyszerű formula csak akkor használható, ha a tengelyen egyetlen forgó tömeg van, és ehhez képest a tengely tömege jelentéktelen. Az f behajlás szerkesztéssel vagy a számítástechnika igénybevételével való meghatározásakor csak a súlyerőt szabad figyelembe venni, ugyanis a tengelyre adott esetben gyakran hatnak egyéb erők is, melyek szintén deformációt okoznak.

Ha a forgó tengelyre ható csavaró nyomaték periodikusan változik (pl. a dugattyús erőgépekben), csavaró lengések alakulhatnak ki. Mivel a forgó mozgás során a tömegnek a tehetetlenségi nyomaték (J), az erőnek pedig a nyomaték felel meg a csavaró lengések szempontjából kritikus szögsebesség (egyetlen forgó tömeg esetén)

$$\omega_k = \frac{I}{\sqrt{J \cdot c_t}}$$

ahol c_t a torziós rugóállandó:

$$c_t = \frac{\varphi}{T},$$

tehát az egységnyi nyomaték által létrehozott deformáció (szögelfordulás).

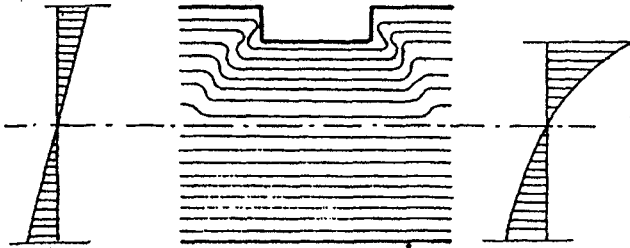
A gyakorlatban különösen a többhengerű belső égésű motorok forgattyús tengelyének torziós (csavaró) lengései okoznak sok nehézséget, és igényelnek nagyon alapos vizsgálatokat.

3.6 A tengely anyagának kifáradása

Mint már tárgyaltuk a tengelyek keresztmetszete változó, amelynek többnyire szerkezeti okai vannak.

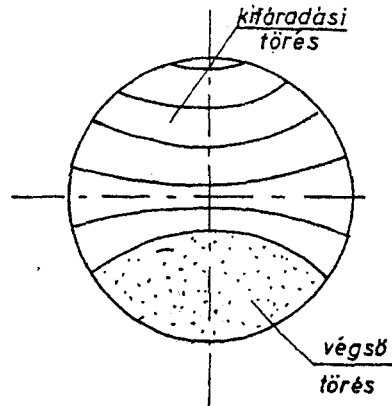
A keresztmetszet-változás helyén, ahol a tengelyvállak kialakulnak, sarkok képződnek. Az ék és reteszhornyok is

ilyen hirtelen átmenetet, sarkokat képeznek. Az ilyen hirtelen keresztmetszet-változás, úgynevezett feszültséggyűjtő hely. A 3.11 ábrán egy tengelybe mart horony hatását mutatjuk be. A horony sarkainál összetorlódnak a feszültségvonalak, míg a tengely alsó keresztmetszetében akadálytalanul vonulnak tovább. Feltüntettük az ékhorony helyén összetorlódtott - összegyűjtött - feszültségek hatására eltorzult feszültségeloszlás görbéjét. Ilyen helyi feszültségnövelő hatást látunk a 3.2 ábrán a végsap vállainál is, ami a σ_{max} helyi növekedését mutatja.



3.11 ábra

Az eddig tárgyalt méretezési módok az anyagot a feszültségeloszlás tekintetében homogénnek veszik. A méretezés az általános feszültségeloszlásból adódó max. feszültségre történik. Tengelyeknél, különösen lengő és lüktető igénybevételeknél a feszültséggyűjtő helyeken fellépő helyi maximumok a veszélyesek. Ezek miatt keletkezik az anyagfáradás az úgynevezett fáradásos törés. Különböző kutatások egybehangzóan bizonyítják, hogy tengelyek esetében a törések oka 90-95%-ban fáradt törés. A fáradt törés úgy keletkezik, hogy először a felszínről kicsiny - szabad szemmel nem látható - hajszálrepedés indul a tengely belseje felé. Ez a repedés fokozatosan befelé halad, míg a keresztmetszet annyira legyengül, hogy eltörik. A fáradt törés igen jellegzetes. A hajszálrepedésnél az egymástól elvált anyag, a hajszálrepedések keletkezése után egymáshoz sűrűlódik. A repedés továbbterjedésekor, újabb egymáshoz sűr-



3.12 ábra

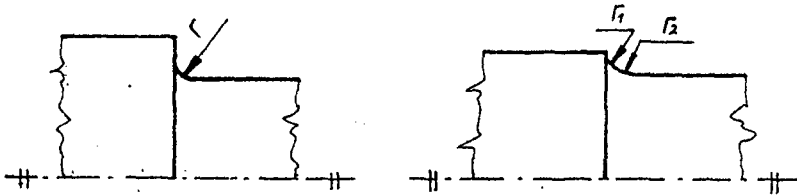
lódó szakaszok keletkeznek. A végső törés helye - mivel az már nem súrlódik - érdes. Ezek a fázisok egymástól elkülönülnek, hiszen az első szakasz súrlódik a legtöbbet, a többiek pedig a törés bekövetkeztéig mindig kevesebbet. Egy kifáradásos törésfelületet mutat a 3.12 ábra.

A kifáradásos törések bizonyos mértékben elkerülhetők. Ezek méretezési szempontjaival korábban foglalkoztunk, a következőkben szerkesztési, ill. gyártási szabályait részletezzük.

3.7 Szerkesztési szempontok fáradásos törések elkerülésére

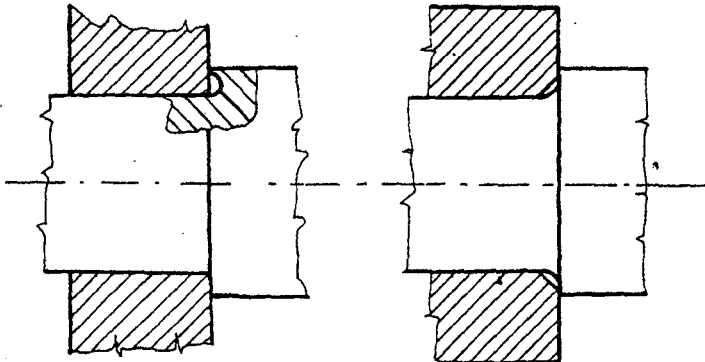
A feladat a feszültségcsúcsok nagyságának, ill. a feszültséggyűjtő helyek számának csökkentése.

A következőkben ismertetjük ezek leggyakoribb példáit.



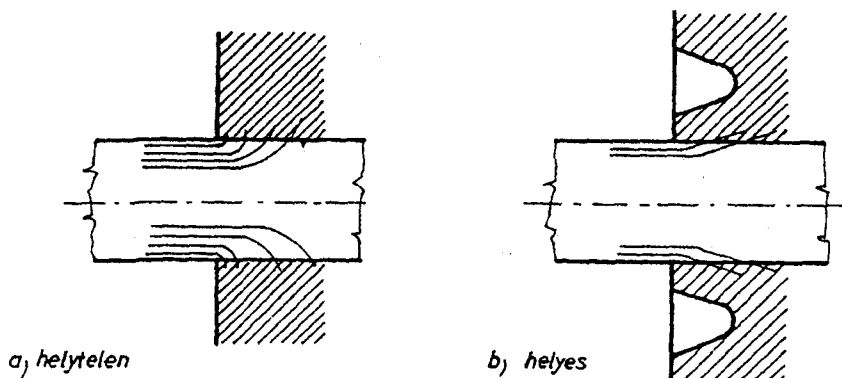
3.13 ábra

- a) Célszerű a tengely átmeneteit lehetőleg nagy sugarú lekerekítéssel készíteni. Jó eredményt szolgáltat a kettős sugarú lekerekített átmenet. Ezekre láthatók példák a 3.13 ábrán.



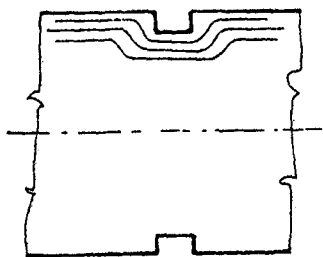
3.14 ábra

- b) A szoros illesztés is feszültséggyűjtő hatású, ezért pl. egy tengelyvállhoz csatlakozó agy esetén a 3.14 ábrán látható megoldásokat célszerű alkalmazni. Itt ugyanis a legnagyobb feszültség a gyűrű felső sarkainál keletkezik. Az egyik végén szorosan illesztett féltengely feszültségkoncentrációja elkerülhető a házba egy körbefutó horony beesztergálásával. A 3.15 ábrán a helyes és helytelen megoldás látszik. Az erővonalak irányváltása is feszültségkoncentráció és az "a" ábrán ez igen intenzíven - a legkedvezőtlenebb helyen - a befogás helyén jön létre.

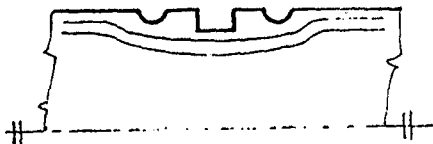


3.15 ábra

- c) A feszültséggyűjtő hatás éles sarkú bemetszésekénél is igen nagy. Ilyen pl. egy rögzítő - gyűrű számára esztergált horony. Ha ez erősen igénybe vett helyen készül, a 3.16 ábra szerint a horony mellé mindkét oldalon lekerekített bemetszéseket készítenek. Ez az ún. feszültségcsökkentő horony.
- d) Kúpos alkatrészek illesztésénél az agy végénél keletkeznek a legnagyobb feszültségek. Ennek elkerülésére a 3.17 ábrán látható módon az agyat a kúpos csatlakozáson túl kell nyújtani.
- e) Szokásos és bevált módszer a tengelyek kifáradási határának növelésére az átmeneti részek hidegen végzett tömörítése. Görgőzéssel pl. a lágy szénacélok kifáradási határát 30%-kal is lehet növelni. A bemetszések töveit is görgőzéssel javítják. A 3.18 ábrán a hidegen való tömörítést mutatjuk be.

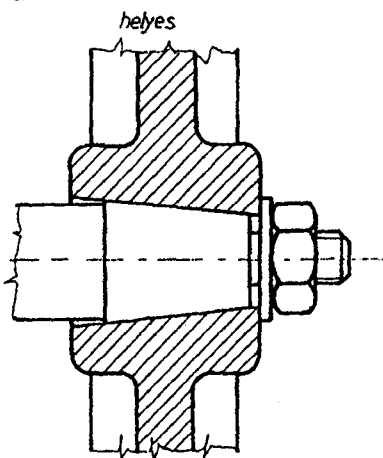
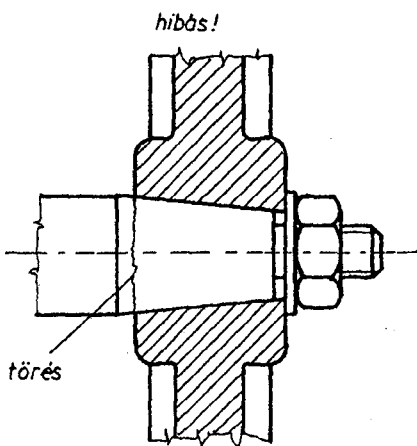


helytelen



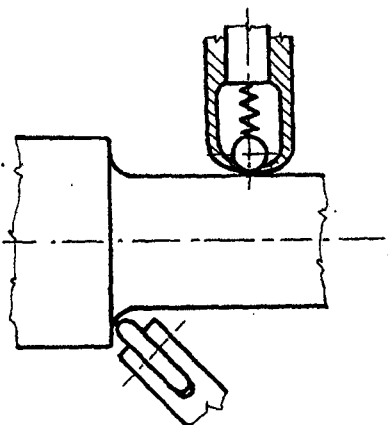
helyes

3.16 ábra



3.17 ábra

f) A felületi érdesség is lehet hajszálrepedések kiindulópontja, ezért fontos a felületi megmunkálás ellenőrzése. A finom, simított felületeknél a forgácsolás okozta barázdák a minimálisra csökkenthetők, ilyenkor görgőzésre nincsen szükség.



3.18 ábra

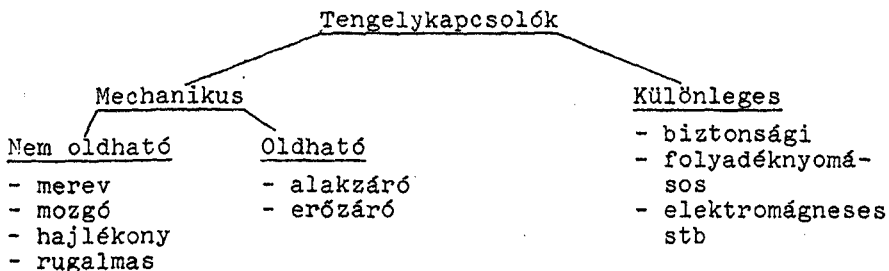
4. TENGELYKAPCSOLÓK

4.1 Tengelykapcsolók feladata, csoportosítása, általános méretezési elve

A tengelykapcsolók egyik legfontosabb feladata - a megnevezés alapján is - tengelyek összekapcsolásával a nyomaték átadása. Az összekapcsolás kialakításánál több követelményt kell figyelembe venni. Ilyenek például:

- Össze kell kapcsolni a két tengelyt akkor is, ha azok nem esnek egy egyenszbe (párhuzamosak, vagy egymáshoz képest szöget zárnak be).
- Időlegesen nagyobb nyomatékot kell átadni a szerkezeti kialakításuk alapján.
- Torziós lengéseket csillapítaniuk kell.
- Üzem közben ki-be kapcsolhatók legyenek stb.

A felsorolásból látható, hogy igen sok fajta tengelykapcsoló típus létezik. Az áttekinthetőség miatt csoportosítva tárgyaljuk a különböző típusokat. A csoportosításnak nincs általánosan elfogadott rendszere, de célszerűnek látszik az alábbi felosztás:



A tengelykapcsolók egyes típusait egy-egy gyártó a saját igényének megfelelően kialakította. Ezeket a típusokat szakkönyvekben, katalógusokban közzétette. Ha ezen típusok közül akarunk beépíteni, akkor méretezés helyett csak a megfelelőt kell kiválasztani.

A méretezés, ill. a kiválasztás alapja a mértékadó nyomaték (T_m) meghatározása. Az ismert átadandó teljesítményből (P) és fordulatszámából (n) kiszámítható az ún. névleges nyomaték (T_n). Ezt az értéket egy megfelelő üzemi tényezővel (C) szorozva kapjuk meg a mértékadó nyomatékot:

$$T_m = C T_n$$

Az üzemtényezővel vesszük figyelembe, hogy a névleges nyomatéknál nagyobb nyomaték is felléphet és ez határozza meg a tengelykapcsoló méreteit, kialakítását. Tájékoztatásul megjegyzendő, hogy a C értékét a hajtó és hajtott gép típusa szerint 1,5-4 között kell felvenni.

Néhány példa az üzemtényező értékére:

Hajtott gép	Hajtó gép		
	vill. motor, gőzturbína	Ottó motor	Dízel m.
Generátor Ventilátor	1,5	1,73-3	2,5-3
Dug. sziv. Hajócsavar	2,5-3,5	2,5-4	3,5-4
Dug. kompr. Dróthúzó	3-4	3-4	3,5-4

4.2 Tengelykapcsoló típusok

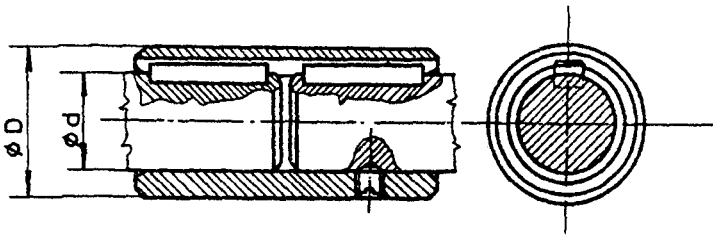
4.2.1 Merev tengelykapcsolók

A merev tengelykapcsolók a két tengelyvéget mereven kötik össze, majdnem úgy, mintha egy darabból álna a szerkezet. Összekötéskor tengelyhibát nem tud kiegyenlíteni, ezért ügyelni kell a pontos szerelésre és megfelelő kialakításra.

A merev tengelykapcsolók csoportjába tartoznak a

- tokos (hüvelyes)
- héjas,
- tárcsás tengelykapcsolók.

A tokos tengelykapcsoló tulajdonképpen egy vastagfalú cső, amelyben a két tengelyvég oldható kötéssel van beerősítve. Az oldható kötés kialakítható ék, retesz, kúposzeg segítségével. A 4.1 ábrán reteszkötéssel kialakított tokos tengelykapcsoló látható.



4.1 ábra

A tengelykapcsoló méretezési elve egyenszilárdságon alapul. Ez azt jelenti, hogy a csőnek és a tengelynek azonos mértékadó nyomatékot kell átvinnie:

$$T_{\text{cső}} = T_{\text{teng}}$$

Mindkét oldalt megfelelően behelyettesítve:

$$\frac{D^4 - d^4}{16 D} \pi \tau_{\text{cső}} = \frac{d^3 \pi}{16} \tau_{\text{teng}}$$

kiinduló egyenletet kapjuk. Egyszerűsítés és rendezés után meghatározható a cső szükséges falvastagsága. Gyakorlatban, ha az anyagminőség:

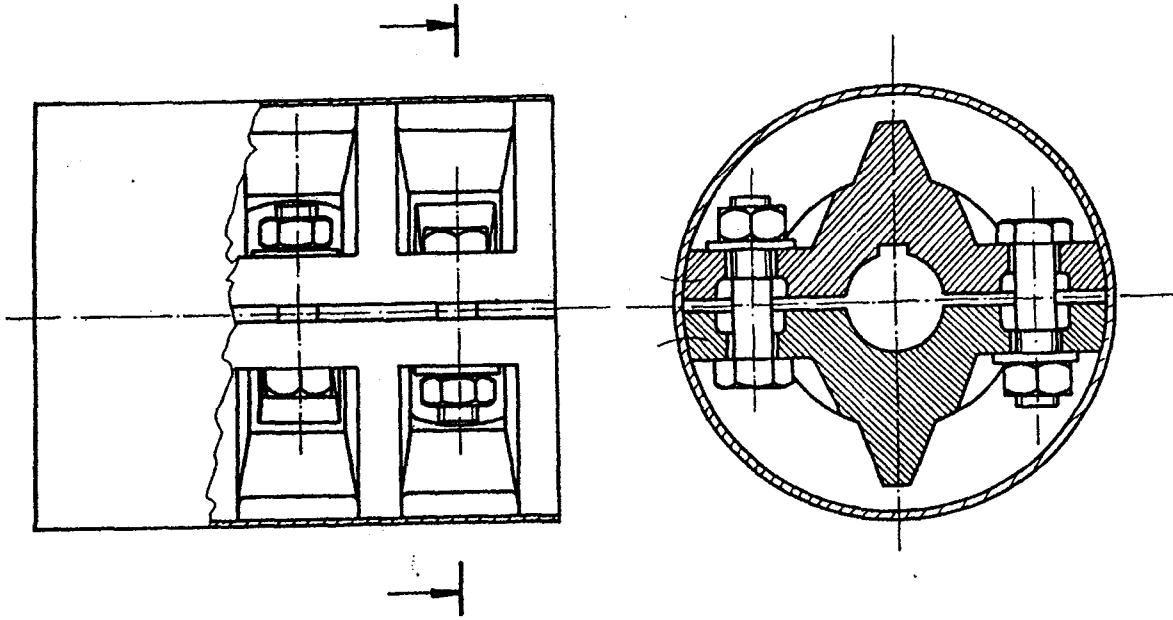
- öntöttvas : $v = 0,35 d$
- acél : $v = 0,25 d$

A szükséges falvastagság meghatározásánál figyelembe vették a retesz-, ill. ékhorony gyengítő hatását is.

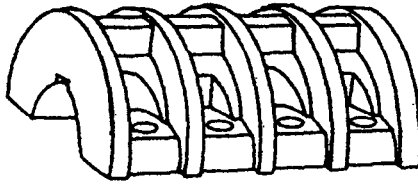
A 4.2 ábrán látható héjas tengelykapcsoló két, öntöttvas anyagú félből készült, melyeket anyás csavarok szorítanak össze. A 4.3 ábrán a tengelykapcsoló egyik felének axonometrikus képe látható. A héjas tengelykapcsoló méretezési elve azon alapul, hogy a mértékadó nyomatékot a súrlódóerő által kifejtett nyomaték viszi át a két tengely között. A tengelyvégeken elhelyezett reteszek az esetlegesen fel lépő lökészerű többletterhelés felvételére szolgálnak. A méretezés kiinduló egyenlete tehát:

$$T_m = T_{\text{surl}}$$

A tengelykapcsoló kialakítása alapján az összeszorító csavarokat úgy kell méretezni, hogy biztosítva legyen a szükséges szorítóerő. A szorítóerőből számított súrlódóerő nyomatéka tart egyensúlyt a mértékadó nyomatékkal. A szorítóerő meghatározása a súrlódóerő alapján történik:



4.2 ábra



4.3 ábra

$$F_s = \frac{T_m}{d/2} = \mu p d \pi 1 = \mu \pi F_n$$

Ebből a szükséges szorítóerő, azaz a csavarokban ébredő erő

$$F_n = \frac{2 T_m}{\mu \pi d}$$

A tárcsás tengelykapcsoló a legrégebben használt tengelykapcsoló típus. Igen nagy nyomaték átvitelére is alkalmas, széles körben elterjedt. Legegyszerűbb kialakítása, amikor a tárcsákat egyszerűen a tengelyvégekre kovácsolják, majd csavarokkal összeerősítik. Gyakoribb kialakítása a szerkezetnek, amikor a tárcsákat reteszkötéssel rögzítik a tengelyekhez. Az ilyen típusú kapcsoló erőzáró és alakzáró is lehet. Erőzáró kapcsoló esetén az összeerősítő csavarokat olyan mértékben húzzák meg, hogy a két tárcsa összeszorított homloklfelületén keletkező súrlódóerő nyomatéka tartson egyensúlyt a mértékadó nyomatékkal. Ebben az esetben a méretezés kiinduló egyenlete szintén:

$$T_m = T_{surl}$$

Behelyettesítve kapjuk:

$$T_m = \mu F_n \frac{d}{2}$$

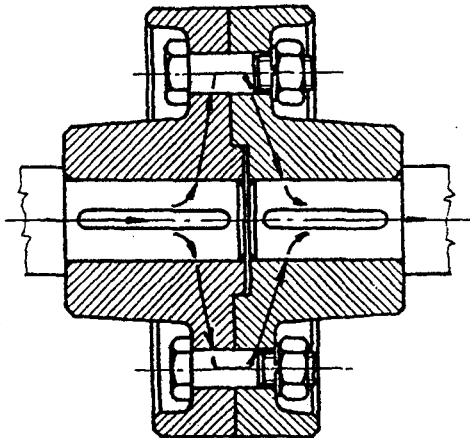
Ebből a szükséges összeszorítóerő:

$$F_n = \frac{2 T_m}{\mu d}$$

Alakzáró típus esetén az összeszorító csavarok illesztett szárú csavarok. Ebben az esetben a csavaroknál ébredő F_k kerületi erő alapján nyírásra kell ellenőrizni a csavarokat:

$$\tau_{\text{meg}} \geq 1,4 \frac{F_k}{d^2} \frac{cs \pi}{4} i \quad i = \text{csavarok száma.}$$

A 4.4 ábrán egy védőperemes, tárcsás tengelykapcsoló látható. Az ábrán az erőátadás is fel van tüntetve.

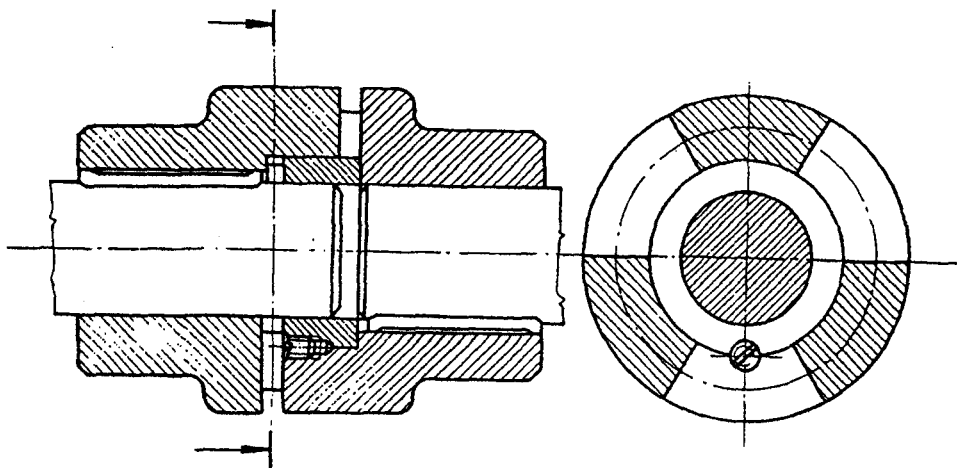


4.4 ábra

4.22 Mozgó tengelykapcsolók

Az eddig ismertetett tengelykapcsolókra jellemző volt, hogy összeszereléskor a tengelyek között sem egytengelyűségi hiba, sem más eltérés nem volt megengedhető. Vannak olyan beépítési helyek azonban, ahol üzemszerű működés közben számítani kell pl. a magas hőmérséklet okozta hossz-növekedésre. Ilyen megfontolásból szükség van olyan tengelykapcsoló típusra is, amelynél megengedett az üzem közbeni tengely-hosszváltozása, ill. emeltnél bizonyos egytengelyűségi hiba megengedett.

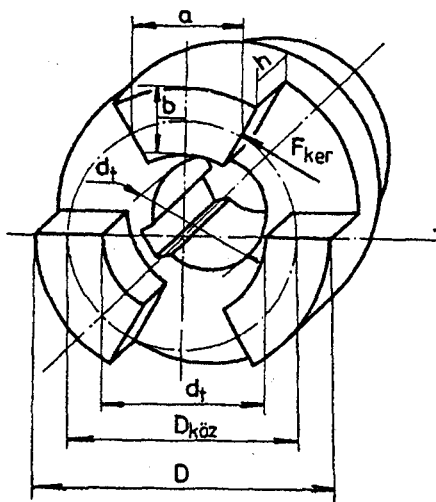
Az előző típusú tengelykapcsolót szemlélteti a 4.5 ábra. Az ilyen típusú kapcsolókat hődilataációs tengelykapcsolónak is nevezik. Az ábrán látható, hogy a tengelyvégekre erősített tárcsákat nem csavarozzák össze, hanem körmökkel látják el. Ezt szemlélteti a 4.6 ábra. A két tárcsafél



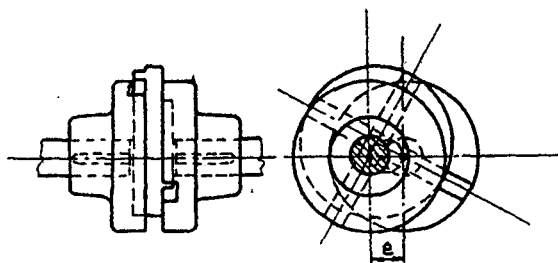
4.5 ábra

központosítására szolgál a körmök belső felületén elhelyezett gyűrű. A kapcsolat alakzáró, a körmököt kell ellenőrizni hajlításra az ábra jelölése alapján.

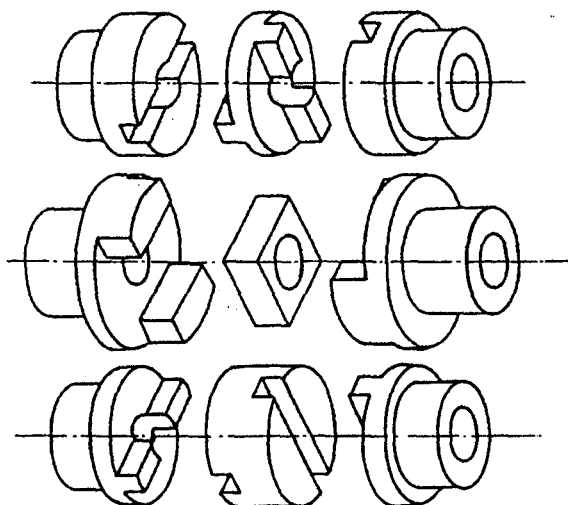
Az egytengelyűségi hiba kiegyenlítésére a 4.7 ábrán látható Oldham-kapcsolót használják leggyakrabban. Ezt a típust elsősorban egyszerűsége miatt ismertetjük, mivel a vele kiküszöbölhető hiba nem önmagában jelentkezik. Az Oldham-kapcsoló három fő részből áll: a tengelyvégre szerelt tárcsák homlokfelületén egy-egy horony van, ami egymásra merőleges. A kettő közti kapcsolatot egy közbenső tárcsa valósítja meg, amelynek mindkét oldalán, egymásra merőlegesen, egy-egy borda van kialakítva. Ezt a három fő egységet mutatja be a 4.8 ábra különböző kialakításban. Mivel a közbenső tárcsa a tengelyvégekhez képest a megfelelő vezeték irányában elmozdulhat, kiegyenlíti a kisebb mértékű excentricitást (e). Forgás közben emiatt ez a tárcsa bolygó mozgást végez. A bolygó mozgás miatt nagy fordulatszámú nagy centrifugá-



4.6 ábra



4.7 ábra

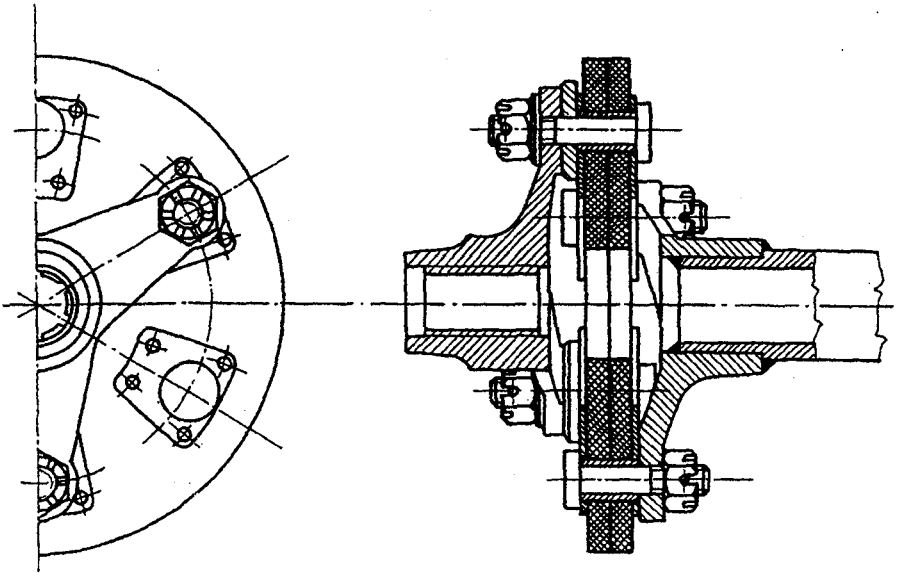


4.8 ábra

lis erő ébred, a csúszás miatt pedig nagy a hőfejlődés. Emiatt az ilyen kialakítást csak kis fordulatszámú helyeken alkalmazhatjuk.

4.23 Hajlékony tengelykapcsolók

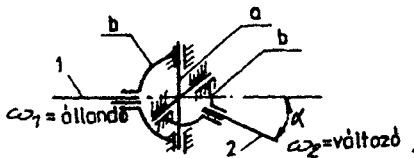
A hajlékony tengelykapcsolók szerkezeti megoldása olyan, hogy a csatlakozó tengelyek szögeltérését kiegyenlítik. Így a nyomaték átadásán kívül a legfontosabb feladatuk a szög alatt hajló tengelyek összekapcsolása.



4.9 ábra

A hajlékony kapcsolók egyik fajtája a Hardy-tárcsa, amely eltérően az előzőekben tárgyaltaktól rugalmas is egyben. Kialakítását a 4.9 ábra szemlélteti. A szerkezet két tárcsaalakú félből és a közéjük szerelt textilbetétes gumból készült rugalmas elemből áll, amelyet 120° -os osztásban elhelyezett csavarok erősítenek a kapcsolófelekhez. Nagyobb szögeltérés, de kicsi nyomaték esetére 4 csavar, kis szögeltérés és nagyobb nyomaték esetén általában 6 csavar szükséges. Ezzel a kapcsolótípussal $+3^\circ$ szögeltérés egyenlíthető ki. A rugalmas elem furatainak környékét lemezpajzsok védik. A viszonylag nagy szögkiegyenlítő képessége miatt gépjárművekben és vasúti járművekben segédhajtásokhoz is alkalmazzák.

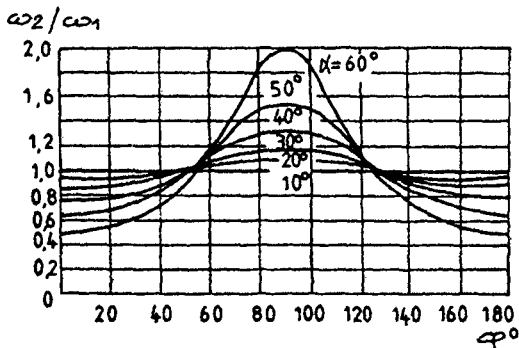
Kardán-kapcsolóval az előbbinél lényegesen nagyobb szögeltérésű tengelyek összekapcsolását oldhatjuk meg. Általában $5-8^\circ$ -os szögeltérés kiegyenlítésére használják, de lehetséges a 30° , sőt ennél nagyobb értékű szögkiegyen-



4.10 ábra

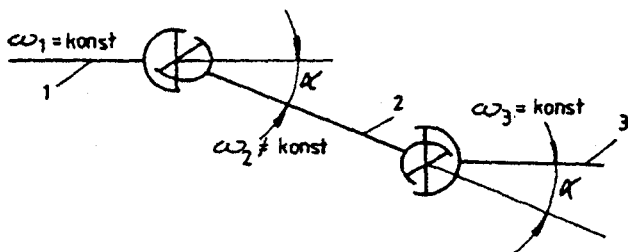
lítés is. A 4.10 ábrán a kapcsoló elvi vázlatát szemléltetjük. Ennek lényege egy merev csuklós kereszt (a), amelynek végeit a tengelyvégekre erősített villákban (b) elforgathatóan csapágyazzák. A villák, mint tengelykapcsoló felek, a tengelyvégekre vannak mereven szerelve. A

tengelykereszt miatt a villák merőlegesen egymásra és így a csapágyazások is. Ez a 90°-os eltérés teszi lehetővé a két összekötendő tengely tetszős szerinti szögben való eltérését. Az ábrán az 1 és 2 jelű tengelyek szögelfordulása, ill. szögsebessége nem azonos. A 2 jelű tengely szögsebessége periodikusan változó. Az ingadozás nagysága a két tengely által bezárt szög függvénye. Minél nagyobb a szögeltérés, annál nagyobb a szögsebesség ingadozás. Ezt szemlélteti a 4.11 ábra. A szögsebesség ingadozást két kardáncsukló beépítésével lehet elkerülni. A 4.12 ábrán a 3 jelű tengely szögsebessége már állandó. A két kardáncsukló egymás hibáit kiegyenlíti. Ennek feltétele pl. az 1 és 3 jelű tengelyek párhuzamossága, ezen kívül az, hogy a 2 jelű tengely villái egy síkban legyenek. A kardáncsuklót igen széles körben alkalmazzák. Leggyakrabban gépkocsiknál a rugózott alvázzal a rugózatlan hátsó tengely hajtására.

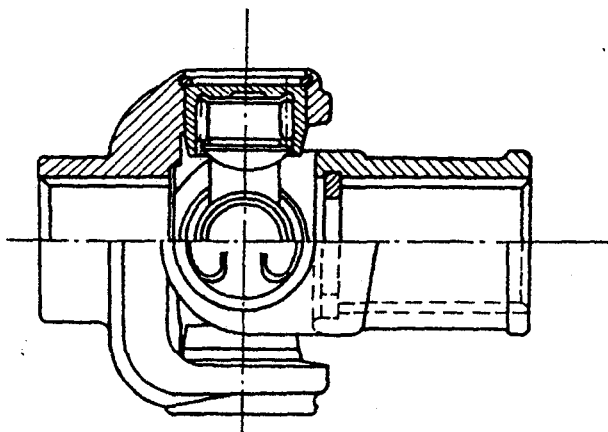


4.11 ábra

Ilyen szerkezeti kialakítást a 4.13 ábra szemléltet. A kardáncsukló a nyomatékot nem csillapítja, ezért ha az üzemi viszonyok megkívánják, rugalmas kapcsolót is lehet a kapcsoló elé beépíteni.



4.12 ábra

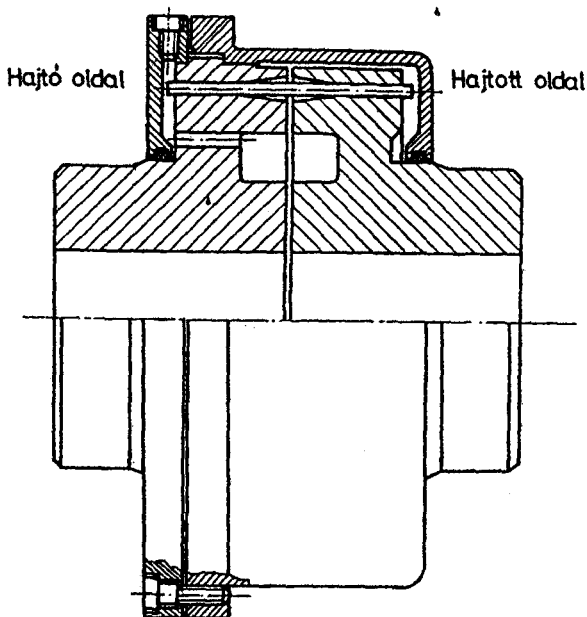


4.13 ábra

4.24 Rugalmas tengelykapcsolók

Az eddig ismertetett tengelykapcsolók közös jellemzője az volt, hogy az üzem közben bekövetkező lökészerű igénybevételeket is csillapítás nélkül átvitték. Ennek a hátrányos tulajdonságnak a csökkentésére alakították ki a különféle rugalmas tengelykapcsolókat. A nyomatékátvitel ezeknél a kapcsolóknál valamilyen rugózó-elemen keresztül történik, amely készülhet acélból, de a gumirugókat is sokféle változatban alkalmazzák. Mivel a két kapcsolófélnél csak a rugózó elemeken keresztül kapcsolódik, több-kevesebb mértékben szögkiegyenlítésre is alkalmasak.

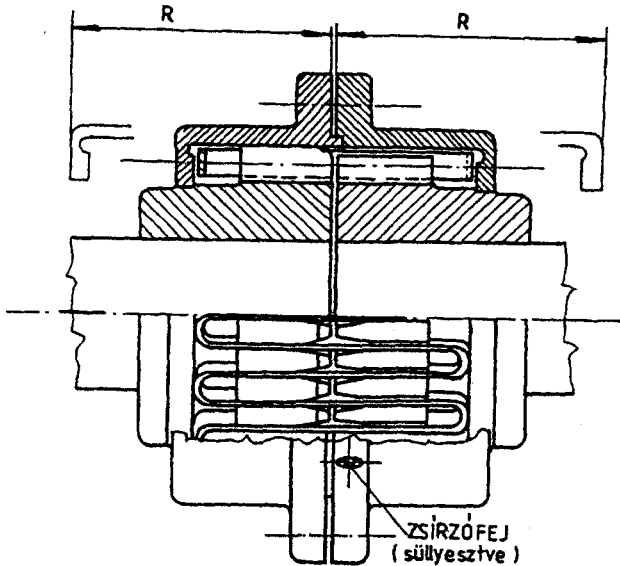
Acélrudas (Forst) tengelykapcsolót szemléltet a 4.14 ábra. A két tengelyvégen elhelyezett tárcsákon kialakított furatokon keresztül dugott acélrudak a nyomtékátvivő elemek ennél a kivitelnél. Ahhoz, hogy a rudak deformálódni tudjanak, a furatokat tölcsérszerűen kell kiképezni. A rudak kiesését, valamint a kenőanyag kijutását a fedelek, ill. a fedeleken elhelyezett tömítés akadályozza meg. A nagy-szilárdságú rugóacélból készült rudakat, mint két végén befogott hajlított tartókat kell méretezni $400-600 \text{ N/mm}^2$ megengedhető hajlítófeszültséggel. A kapcsoló rugalmasságát részletesebben a következő (Bibby) típusnál tárgyaljuk meg.



4.14 ábra

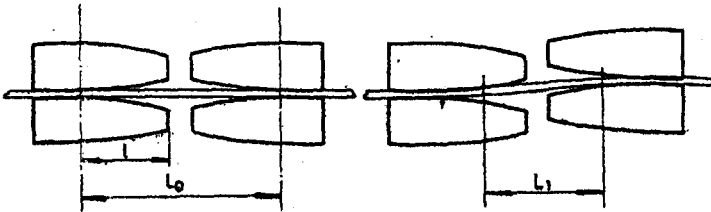
Hajlított rugós (Bibby) kapcsolót szemléltet a 4.15 bára. Az acélrudas kapcsoló terhelhetőségét a rúd átmérőjének növelésével csak bizonyos határig lehet fokozni, mivel az inercianyomaték növelése a rugalmasság csökkenésével jár. Ezért a rúdalk helyett nagy oldalirányú téglalap keresztmetszetet alkalmaztak, mégpedig nem különálló darabokban, hanem kigyóyszerűen behajtogatva a tengelyvégeken lévő tárcsák külső felületein kialakított speciális fogak

közé. A nagyobb nyomaték átvitelére két-három sorban helyezik el egymás felett ezeket a rugókat. A kapcsoló helyes működésének alapfeltétele a tárcsák fogzatának megfelelő kialakítása.

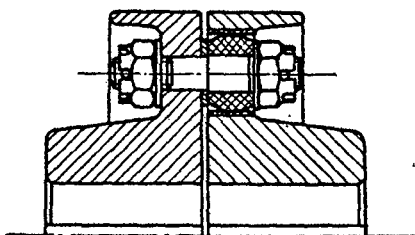


4.15 ábra

A fogakat úgy képezik ki, hogy a befogási távolság minél nagyobb legyen. A kapcsoló rugalmas viselkedését a 4.16 ábra szemlélteti. A bal oldali ábrán a befogási távolság (L_0) normál állapotban ábrázolja a kapcsolót. A jobb oldali ábrán a többletterheléses állapot látható. Ebben az esetben a befogási hossz (L_1) kisebb, tehát a rugó keményedik (nem lineáris a rugókarakterisztika, ugyanakkora kerületi erő növekedéshez kisebb rugólehajlás tartozik).



4.16 ábra



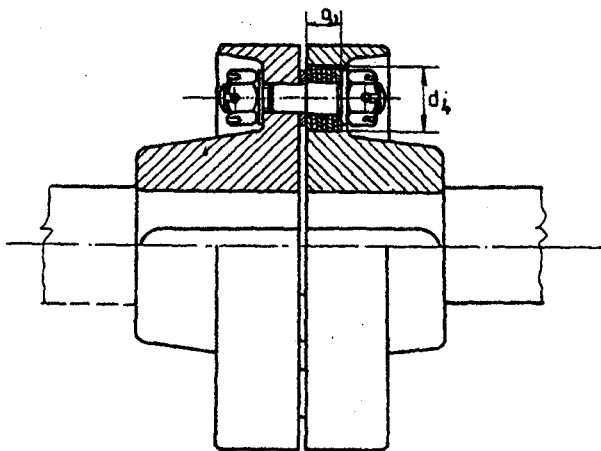
4.17 ábra

A Bibby típusú tengelykapcsolók azonos alapelveken sokféle kialakításban készülnek. A legnagyobbak több száz ezer Nm nyomték átvitelére is alkalmasak. A rugók leesésének megakadályozására itt is a külső borítás szolgál, ez fogadja be a kenőanyagot is.

Az egyik leggyakrabban alkalmazott gumidugós tengelykapcsolót szemléltet a 4.17

ábra. A gumidugós kapesoló a tárcsás kapcsoló (4.4 ábra) módosított kivitele, amelynél az összefogó csavarok körül elhelyezett, acélcsőre vulkanizált gumidugó biztosít - nem nagymértékű - rugalmasságot. Az összeerősítő csavar az egyik tárcsafélben illesztve van, a gumidugó a másik tárcsában kiképzett nagyobb átmérőjű furatban helyezkedik el. A dugó külső felülete ívelt, ez a szögbeállítás lehetőségét növeli. A kapcsoló szabványosítva van. A gumidugót bőrből készült dugóval lehet helyettesíteni. Ennek kisebb a rugalmassága, de jobban terhelhető.

Bőrdugós tengelykapcsolót szemléltet a 4.18 ábra.



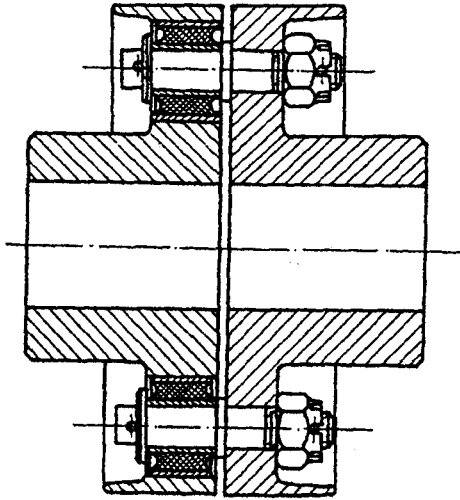
4.18 ábra

A tengelykapcsoló terhelhetőségét a dugó vetületére számított egységnyomás határozza meg. Ennek nagyságát a dugó átmérőjével (d_1) és a hosszúságával (a_1) az egy dugóra eső kerületi erőből számíthatjuk ki:

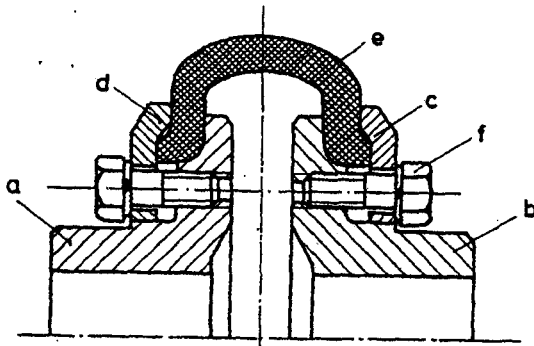
$$p = \frac{F_1}{d_4 a_1} \leq p_{\text{meg}}$$

p_{meg} értéke - gumidugós kivitelnél : 0,8 - 1 N/mm²
 - bőrdugós kivitelnél : 1,5 - 2 N/mm²

A gumidugós kialakításnak még sok változata terjedt el. A 4.19 ábrán mindkét oldalon acélcsőhöz vulkanizált hüvelyes gumiellemmel működő tengelykapcsoló látható.



4.19 ábra

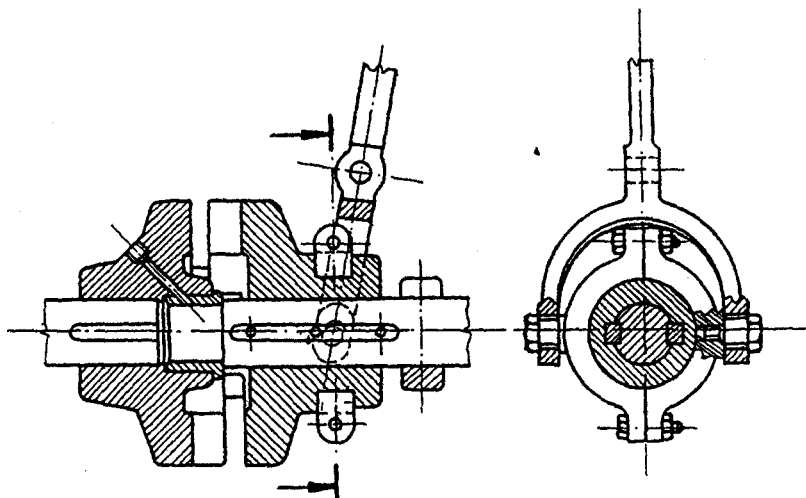


4.20 ábra

A rugalmas tengelykapcsolók egyik terjedelmes családját képezik a rugalmas abroncsos tengelykapcsolók. Ezek közös jellemzője, hogy a két tengely közötti kapcsolatot a tárcsákhoz erősített abroncsszerű gumiilem alkotja. Ilyen tengelykapcsolót szemléltet a 4.20 ábra. Az a és b jelű tárcsákhoz a c és d jelű gyűrűk segítségével csavarral szorítjuk az e jelű gumiabroncsot, amely a szerelhetőség miatt fel van hasítva egy helyen. Ezek a tengelykapcsolók igen jó radiális-, axiális- és szögkiegyenlítő tulajdonsággal rendelkeznek és több tízezer Nm nyomaték átvitelére is alkalmasak.

4.25 Oldható alakzáró tengelykapcsolók

Az egyik legegyszerűbb típus a körmös kapcsoló. Ez látható a 4.21 ábrán. A két tengelykapcsolófél tárcsa alakú és szembenéző homloklapfelületei egymásba illeszkedő fogazással - körmökkel - vannak ellátva. Az egyik fél a tengelyre mereven van rögzítve, a másik siklóreteszeken tengelyirányban elmozdítható. Az elmozdulás teszi lehetővé a fogak közti kapcsolat megszüntetését. Az elmozdítás a következők szerint történik. Az eltolható kapcsolófélre két-részes kapcsológyűrű csatlakozik, melynek kétoldalt kiálló csapja - az ábrán ez csapos csavar - van. Ehhez csatlakozik



4.21 ábra

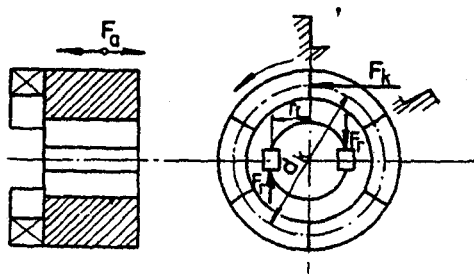
egy ún. kapcsolóvilla. A villa szára egy helyen, egy forgáspont körül meg van fogva. Ha a villa szárát, mint két-karú emelőt a forgáspont körül elmozdítjuk, a villa a kapcsológyűrűt magával viszi és az elmozduló kapcsolófelet eltávolítja a mereven rögzített féltől. Ahhoz azonban, hogy a tengelykapcsolót újra bekapcsolhassuk a tengelyeket meg kell állítani, mert a körmök csak nyugalmi helyzetben tolhatók biztonságosan egymásba. A körmös kapcsolók tehát üzem közben csak kikapcsolhatók.

A kikapcsoláshoz szükséges erőt a 4.22 ábra alapján számíthatjuk ki. Kikapcsoláskor mind a körmök érintkező felületein, mind a siklóreteszeken keletkező súrlódási erőket le kell győzni. Az átvitt nyomatékból, valamint a kapcsoló méreteiből a körmökön és a reteszeken ható kerületi erők kiszámíthatók. Az ábra jelöléseivel:

$$F_k = \frac{2 M}{d_k} \text{ és } F_r = \frac{M}{r_r}$$

Az összes súrlódási erő tehát:

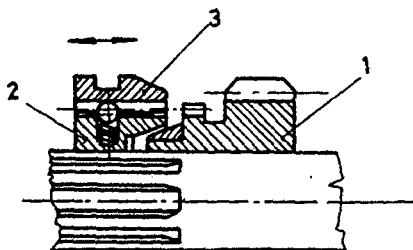
$$F_a = \mu (F_k + F_r)$$



4.22 ábra

A kapcsolókörmök szilárdsági ellenőrzése során a kerületi erő alapján kiszámítható felületi nyomást és a körmök tövében ébredő, hajlításból származó feszültség közelítő értékét szokás meghatározni. Kivételes esetek és megoldások itt is vannak. Pl. igen lassan forgó tengely esetén, le-sarkított körmöknél megoldható az üzem közbeni bekapcsolás is.

A körmös kapcsolók családjába tartozik a 4.23 ábrán látható szinkron kapcsoló is. Ezt a gépkocsi sebességváltójában használják. A fogaskerék (1) a tengelyen lazán elfordulhat. Ezen az alkatrészen a fogaskeréknél kisebb át-



4.23 ábra

mérőn külön fogazat van kiképezve a kapcsolás részére. A mellette lévő kapcsolóhüvely (2) - bordástengely kapcsolattal - a tengellyel együtt forog, de azon tengelyirányba elmozdítható. A kapcsolóhüvelyen egy másik belsőfogazatú hüvely (3) van, amely golyós retesz segítségével van a kapcsolóhüvellyel összekötve. A kapcsolás első fázisában a golyósretesz hatására a kapcsolóhüvely a rajta lévő fogazott hüvellyel együtt mozdul el. Ekkor a kúpfelületeken súrlódásos kapcsolat keletkezik és ez a laza fogaskeréket a tengellyel azonos fordulatszámra - szinkron fordulatra - felgyorsítja.

A kapcsolás második fázisában - a kart tovább mozdítva - a golyósretesz ellenállását legyőzi a tengelyirányú erő és a belsőfogazású hüvely a laza fogaskeréken lévő kapcsolófogakkal találkozik, a kapcsolás tehát létrejön. A kikapcsolás hasonló módon, értelemszerűen ellentétes irányban jön létre.

4.26 Oldható erőzáró (súrlódó) tengelykapcsolók

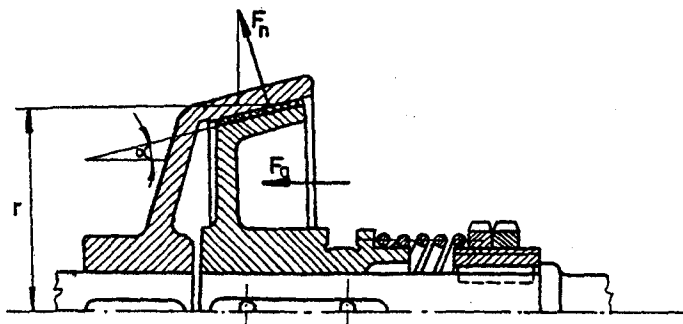
A súrlódó tengelykapcsolók működésének lényege, hogy kúp - vagy hengerfelületeket, ill. tárcsákat vagy lemezeket nyomunk egymáshoz és az így keletkező súrlódó nyomaték viszi át a szükséges nyomatékot. Az ilyen kapcsolók fő előnye, hogy a súrlódási erő fokozatos növelésével lágy, lökésmentes bekapcsolás lehetséges terhelés alatt is. Mivel a súrlódási nyomaték korlátozott, jelentős túlterhelés esetén a súrlódó felületek megcsúszhatnak, ezzel megakadályozhatjuk a töréseket.

Hátrányos azonban, hogy bekapcsoláskor időt vesz igénybe az összenyomódó felületek szögsebességének kiegyenlítése. Ezalatt energiavesztés keletkezik, ami melegedéssel jár együtt.

A gyakorlatban előforduló súrlódó kapcsolókat pl. a súrlódó felületük jellege szerint lehet csoportosítani. Ilyen alapon kúpos, tárcsás, lemezes és hengeres dörzskapcsolókat szokás megkülönböztetni. Ezek közül a lemezes kapcsolók zömében olajkenésűek, a többi kapcsolók szárazon működnek.

A kúpos kapcsolót szemlélteti a 4.24 ábra. A hajtótengelyen lévő kapcsolófél rögzített, a hajtott tengelyen lévő pedig síklóreteszekkel viszi át a nyomatókat, tehát tengelyirányban mozgatható. A kúpos súrlódó felületek összenyomódását az eltolható tárcsára kifejtett F_a erővel idézzük elő. A nyomatók átviteléhez szükséges kerületi erő, ami tulajdonképpen súrlódási erő:

$$F_k = \frac{T_m}{r} ,$$



4.24 ábra

Ennek létrehozásához a kúpfelületeket:

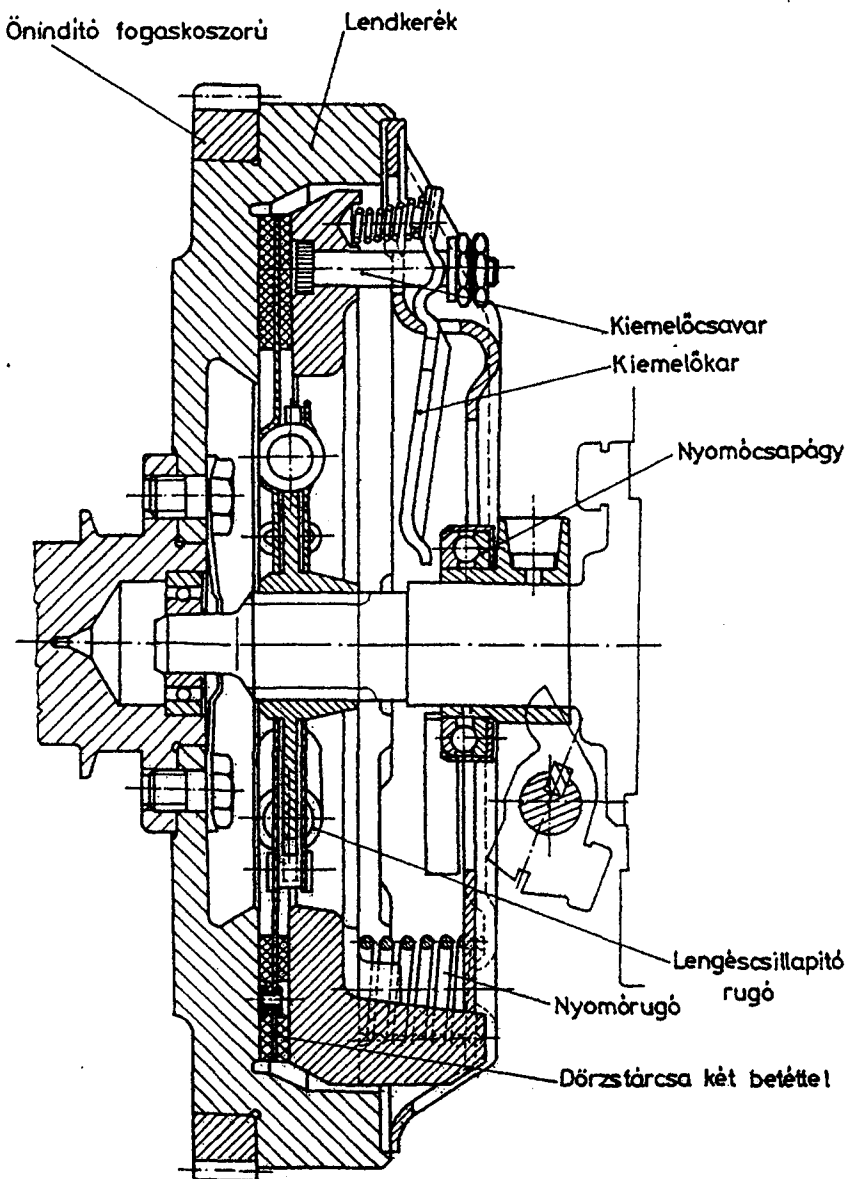
$$F_n = \frac{F_k}{\mu}$$

erővel kell egymáshoz szorítani. A 4.25 ábrán látható vektorháromszögből viszont a felületek összenyomódását kiváltó tengelyirányú erő az:

$$\begin{aligned} F_a &= F_n \sin \alpha = \frac{F_k}{\mu} \sin \alpha = \\ &= \frac{T_m}{r} \frac{\sin \alpha}{\mu} \end{aligned}$$



4.25 ábra



4.26 ábra

képletek alapján számítható.

Az egyszerű kúpos kapcsoló egyik hátránya, hogy az F_a erő üzem közben állandóan hat a hajtótengely csapágyazására. Ezt a hátrányt legegyszerűbben kettős kúp használatával lehet kiküszöbölni, mely egyébként is számos előnyt biztosít:

- a tengelykapcsoló teljesen zárt lehet
- kedvező a hőelvezetés stb.

A tárcsás tengelykapcsolók a kúpos kapcsolókat követően fejlődtek ki. Legjellegzetesebb alkalmazási területük a gépkocsi, ahol a motor és a sebességváltó közé építik be. Az iparban kevésbé gyakori ez a rendszer, de ott is előfordul. A 4.26 ábrán lendítőkerékkel egybeépített tengelykapcsoló szerkezeti rajza látható. A kapcsolót a beépített nyomórugók zárt állapotban tartják, oldása pedig a 3 db kiemelőkarra a kinyomócsapágyon át, lábpedál útján kifejlesztett erőhatással lehetséges.

Mint hogy a kapcsolónak két súrlódó felülete van, F_a összenyomóerő esetén a mértékadó nyomaték:

$$T_m = 2 \mu F_a r_m$$

ahol r_m a súrlódó felület közepes sugara.

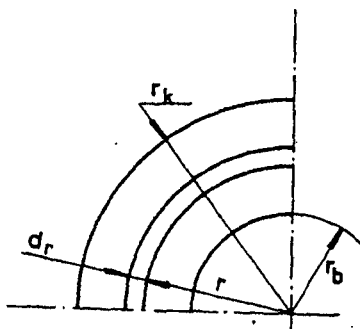
A közepes sugár meghatározásához fel kell osztani a teljes súrlódó felületet elemi koncentrikus gyűrűkre. Ezt szemlélteti a 4.27 ábra.

Írjuk fel az elemi gyűrűfelület által átvihető nyomatékot:

$$dT' = \mu p r dA$$

A képletben p a felületi nyomás és dA az elemi gyűrű területe:

$$p = \frac{F_a}{(r_k^2 - r_b^2)\pi} \quad dA = 2r \pi dr$$



4.27 ábra

Ezeket behelyettesítve:

$$dT' = \frac{F_a}{(r_k^2 - r_b^2)\pi} \cdot 2r \pi dr = \frac{2 \mu F_a}{r_k^2 - r_b^2} r^2 dr$$

$$T' = \frac{2 \mu F_a}{r_k^2 - r_b^2} \int_{r_b}^{r_k} r^2 dr = \mu F_a \frac{2}{3} \frac{r_k^3 - r_b^3}{r_k^2 - r_b^2}$$

Ezt összehasonlítva a kiinduló egyenlettel, következik hogy a közepes sugár:

$$r_m = \frac{2}{3} \frac{r_k^3 - r_b^3}{r_k^2 - r_b^2}$$

Mivel a kapcsolónak két súrlódó felülete van, az összes átvihető nyomaték:

$$T_m = 2 \mu F_a \frac{2}{3} \frac{r_k^3 - r_b^3}{r_k^2 - r_b^2}$$

Adott anyagpárosítás esetén tárcsás kapcsolónál tehát a konstrukciós szempontok figyelembevételével azt a közepes sugarat (átmérőt) kell meghatározni, amellyel az előző egyenlőség fennáll.

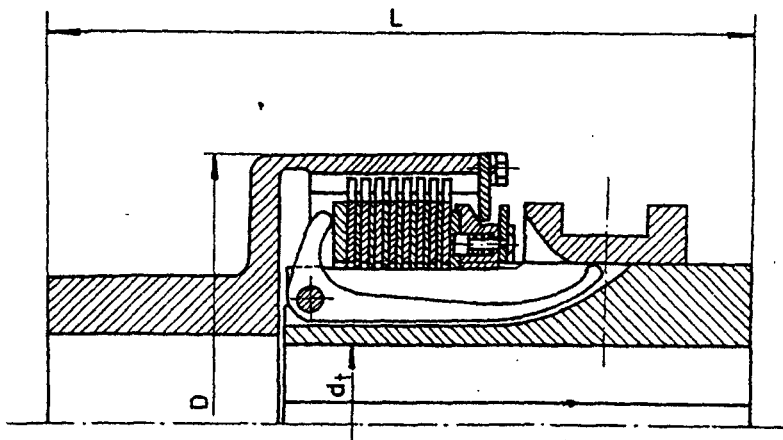
A tárcsás tengelykapcsolók helyszükséglete - viszonylag nagy átmérőjük miatt - eléggé nagy, ha jelentős nyomatékot kell átvinniük. Mint láttuk, a tárcsás tengelykapcsolónál a szükséges közepes átmérő meghatározása a cél.

A lemezes dörzskapcsolóknál a helyszükséglet miatt ismertnek vesszük a közepes átmérőt. Ebből következik, hogy a szükséges súrlódási nyomatékot a súrlódó felületpárok (i) növelésével érhetjük el. Az előzőekben ismertetett nyomaték (T') tulajdonképpen az egy súrlódó-felülettel átvihető nyomaték. A mértékadó nyomaték és a T' hányados alapján számítható ki a szükséges súrlódófelületek száma:

$$T_m = i T' \quad \text{ebből}$$

$$i = \frac{T_m}{T'}$$

A szokásos kivitelű lemezes dörzskapcsoló szerkezet felépítését a 3.28 ábra szemlélteti. A nyomatékot lemezekön átviszi, melynek lemezein felváltva belső, illetve külső fogazat található. Ez által a lemezek felváltva a harangszerű kialakítású hajtóoldali kapcsolóféllal, ill. a hajtott aggyal kapcsolódnak. Bekapcsolás után a hajtott



4.28 ábra

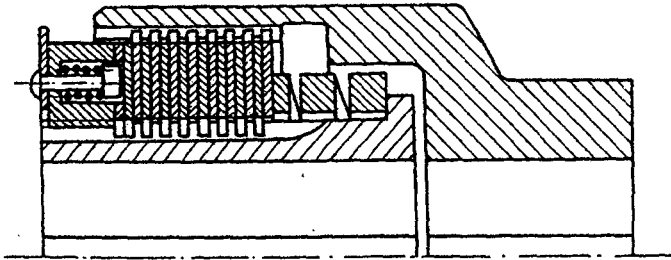
egy hosszanti hornyaiba süllyesztett pipa alakú szögemelő hatására nyomódnak egymáshoz a lemezek. A rendszerint három szögemelőt kapcsolóhévely működteti, melyet kívülről, külső kapcsoló szerkezettel mozgatnak.

A bemutatott szerkezet lemezeit kikapcsolt állapotban - az ábrán nem látható - hullámosan hajlított rugógyűrűk (sinus lemezek) tolják szét. A beszabályozásra és kopás utánállításra használják a lemezeköteg mögött látható anyát a rugós biztosítócsappal.

A lemezes dörzskapcsolók súrlódó lemezei megfelelő minőségű acélból készülnek és a kapcsolók belső terének egy részét nagyobb viszkozitású olajjal töltik ki. Vannak azonban szárazon, kenőanyag nélkül futó lemezes dörzskapcsolók is. Ezek lemezeit súrlódóbetéttel (pl. szinterfém-mel) látják el.

4.27 Különleges tengelykapcsolók

A mechanikus kapcsolók távműködtetésre és automatizált berendezésekben kevésbé használhatók. Elsősorban ez indokolta a légnymósos -, a folyadéknyomásos (hidraulikus) - és az elektromágneses tengelykapcsolók kifejlesztését. E szerkezetek többségükben száraz lemezes kapcsolók, melyek lényegileg csak a súrlódó felületeket összenyomó erő létrehozásának módjában különböznek az előző fejezetben ismerttetett megoldásoktól.



4.29 ábra

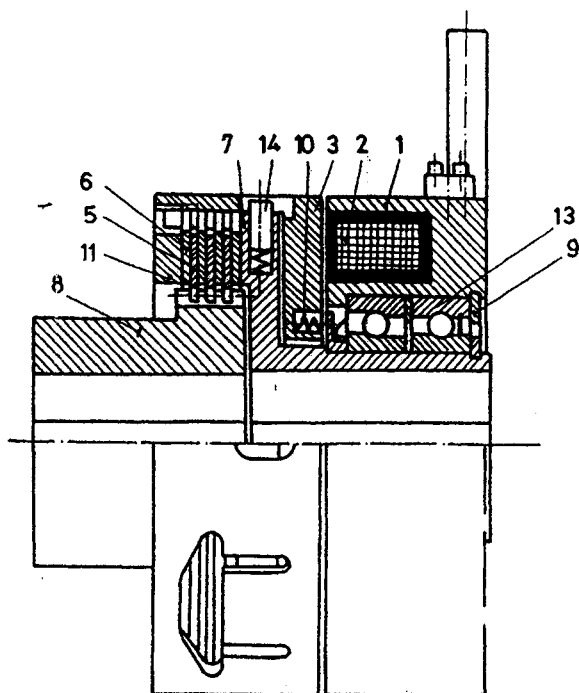
Nagyon tág értelemben használva a "különleges" jelzöt, e fejezetben ismertetjük a biztonsági-, a hidraulikus- és az elektromágneses dörzskapcsolókat.

Egy rugóterhelésű biztonsági kapcsolót szemléltet a 4.29 ábra. Ezek a kapcsolók elsősorban túlterhelés ellen nyújtanak védelmet. Itt a súrlódó lemezeket rugó szorítja össze. A tengelykapcsolófelek közötti együttlutást itt is a lemezek között ébredő súrlódó erő biztosítja. A rugóval beállítható az az összeszorító erő, melynél a nagyobb túlterhelés esetén a lemezek megcsúsznak egymáson. A terhelés csökkenésével a kapcsolat a rugóerő hatására újból létrejön.

Körszerű és széles körben elterjedt elektromágneses dörzskapcsolót, a Heid-félet szemlélteti a 4.30 ábra. A kapcsoló elektromágnesét az egyik tengelykapcsoló-agyon csapágyazzák, így a mágnesnek nem kell forognia, tehát az árambevezetés nem okoz nehézséget, a kapcsoló üzembiztos.

A szerkezet működése a következő: Az 1 mágnesest a 2 geresztötekerccsel a 13 csapágyakon helyezkedik el, elfordulás ellen biztosítva. A mágnes bekapcsolásakor a 3 zárótárcsát mozditja el, amelynek hengeres toldata a dörzsegységet házként fogja körül. Sima, hengeres külső palásfelületét csak a 14 csapok szerelő - és 11 szabályozóanya ellenőrző nyílásai bontják meg. A 11 szabályozóanyát a hengeres toldat belső palástjában lévő menetre csavarják. A 7 jelű központi alkatrész erősen tagolt, mert agyrésze a tengelyekhez kapcsolódik, a 13 csapágyakat hordja, tárcsájából pedig újszerűen konzolok nyúlnak ki, hogy az 5 lemezekkel kapcsolatot létesítsenek. A 3 és 7 alkatrészek közé tolt 14 rugós csapok együttlutásukat biztosítják, de az anker tárcsa axiális mozgását nem akadályozzák. A tengelykapcsoló másik felét a 6 lemezekkel kapcsolódó 8 fogazott agy alkotja.

Ha a mágnes gerjesztést kap, a mágnesest felé elmozduló 3 anker tárcsa a 11 anyával a 3 tárcsarészének szorítja az 5-6 lemezeket, amelyek a 3 agyrészből a 8 agyra viszik át a nyomtatókat. Minthogy a szerkezet dörzsegysége a mágneses erőtérren kívül helyezkedik el, az üzemi viszonyoknak legmegfelelőbb anyagpárból állítható össze. Leggyakrabban az acél - azbeszt párosítás.



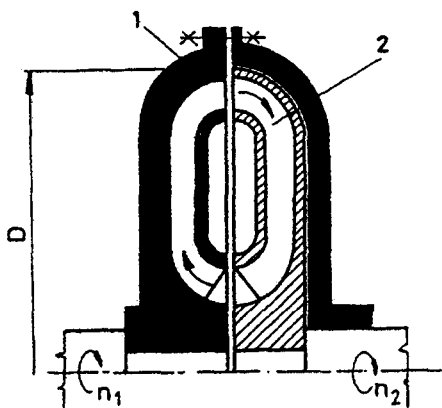
4.30 ábra

Hidraulikus tengelykapcsoló (folyadéknyomásos) elvi vázlatát mutatja a 4.31 ábra. Különösen járműveknél alkalmazott korszerű kapcsolótípus. Az ún. automata-sebességváltós gépjárművek alapszerkezete a hidraulikus nyomaték-váltó is végső soron tengelykapcsoló. A hajtótengelyre rögzített 1 radiális lapátosú ún. szivattyúkerék lapátai között a forgás hatására a folyadék - a centrifugális erő következtében - kifelé, vagyis a külső kerület felé áramlik. A külső átmérőnél lévő kilépő nyíláson át a folyadék a 2 turbinakerék lapátai közé kerül, amely a hajtott tengelyre van rögzítve.

Folyadékáramlás csak úgy jöhet létre, ha a két tengely között fordulatszám-különbség van, mivel a folyadékra ható centrifugális erő nagysága csak így lesz különböző. Ez a fordulatszám-különbség, a slip, határozza meg az átvihető nyomatékot. A slip értékét:

$$s = \frac{n_1 - n_2}{n_1} = 1 - \frac{n_2}{n_1}$$

képlet alapján lehet meghatározni. Szokásos nagysága: 2-5%



4.31 ábra

A kapcsoló hatásfoka:

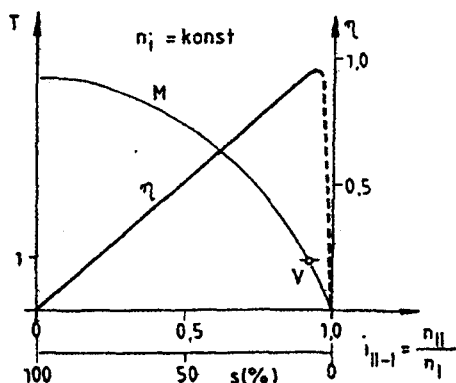
$$\eta = 1 - s$$

Az átvihető nyomatékot a:

$$T = c n_1 D^5$$

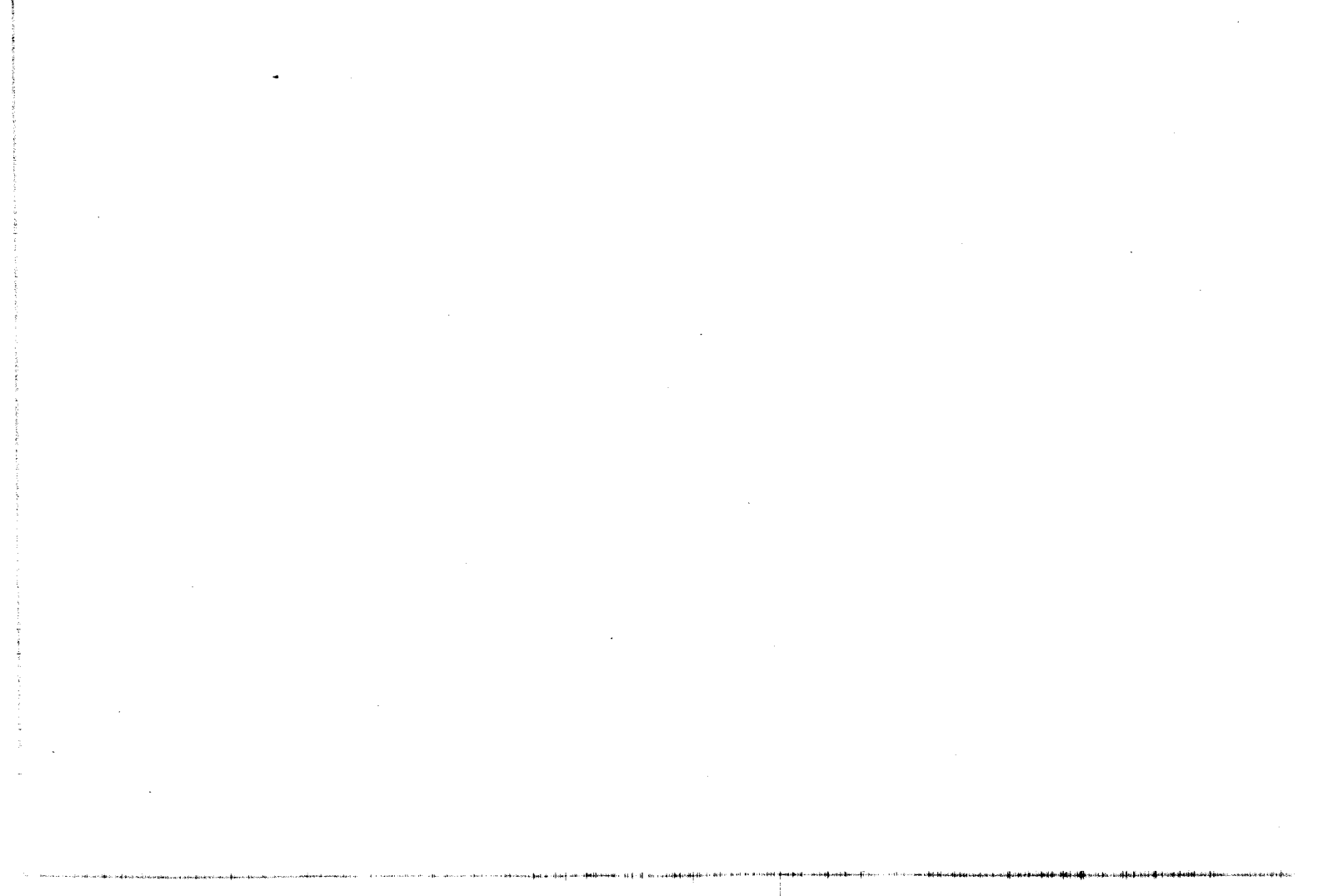
Összefüggés alapján határozhatjuk meg.

Itt az n_1 a hajtótengely fordulatszáma, D a kerék átmérője és c a kapcsoló konstrukciójától függő állandó. A kapcsoló hatásfokát, az átvihető nyomatékot, azaz a jelleg-görbéit szemlélteti a 4.32 ábra.



4.32 ábra

Mivel az átviendő nyomatékot az áramló folyadék energiája viszi át, a kapcsolat rugalmas, a hajtás egyenletes. A hidraulikus kapcsoló hatásfoka a mechanikus kapcsolóénál kisebb, $\eta = 70 - 90\%$, azonban sokoldalúan alkalmazható. Alkalmos üzem közbeni ki- és bekapcsolásra, valamint fordulatszám-szabályozásra is.



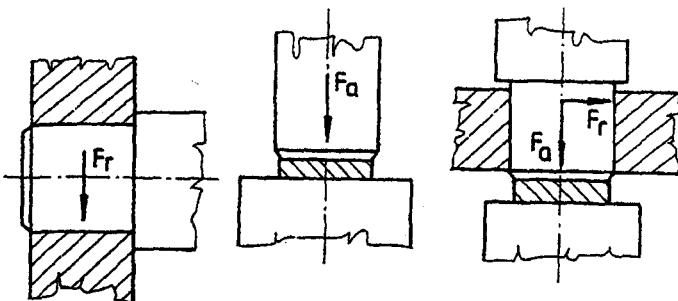
5. CSAPÁGYAK

5.1 Csapágyak feladata, fajtái

A forgó tengelyek megtámasztására szolgáló szerkezeti egység a csapágyazás, melynek fő része a csapágy. Ez közvetíti a terhelést a tengelyről a csapágyazásra és lehetővé teszi a megfelelő üzemviszonyok tartós fenntartását. A tengelyt alá kell támasztani és a forgás miatt ezeken a helyeken a tengely kör keresztmetszetű. Ezeket az alátámasztott részeket csapoknak, azt a gépelemet pedig, amelybe a csapok fekszenek csapágyaknak nevezzük. A csapágyakat terhelő erő iránya szerint

- hordozó (radiális terhelést felvevő) és
- támasztó (axiális terhelést felvevő)

csapágyaknak nevezzük. A hordozó csapágyaknál a csap henger felületén, a támasztó csapágyaknál a homlokfelületen adódik át a terhelés. Gyakorlatban a radiális és az axiális terhelés legtöbbször együtt lép fel. Ha a mindkét irányú terhelés számottevően nagy, a két csapágyat együtt kell alkalmazni. Ezeket szemlélteti az 5.1 ábra.



5.1 ábra

Siklócsapágyazásnál a csap és a csapágy érintkező felületei forgás közben - kenőanyag közbeiktatásával - elcsúsznak egymáson. Gördülőcsapágyazásnál a csap és a csapágy elmozduló részei közé gördülő elemeket helyezünk.

5.2 Kenőanyagok

A csapágyazásnál alkalmazott kenőanyagok:

- olajok,
- zsírok.

A kenőolajok kenéstechnikai szempontból legfontosabb tulajdonsága a viszkozitás (ν). Ennek számértéke az olaj belső súrlódásának mértékét jelzi. A viszkozitás az olaj fizikai állapotától, elsősorban hőmérsékletétől függ. Az összefüggés logaritmus léptékben egyenessel ábrázolható. Ezt szemlélteti az 5.2 ábra.

Kenéstechnikai szempontból a kis hőérzékenyséű olajok előnyösek, ezek viszkozitási egyenese laposabb.

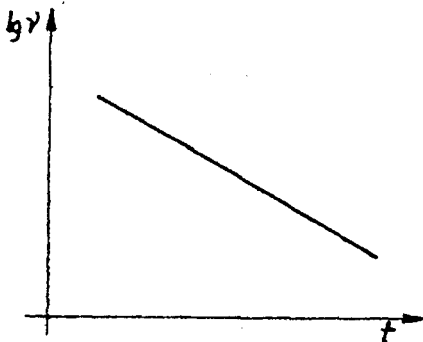
A viszkozitáson kívül számos fontos tulajdonságuk van még a kenőolajoknak. Pl.

víz-tartalom, sav-tartalom, oxidációs hajlam stb. Ezen tulajdonságok nagy része különféle, kis mennyiségben bekevert adalékanyaggal jelentősen módosítható, így a korszerű olajgyártásban igen nagy jelentőségű az adalékos technológia.

Általános kenési feladatokra a különféle ipari olajok használhatók:

- orsóolaj: kis viszkozitású olaj, kis terhelésű, nagy fordulatszámú helyeken.
- gépolaj: nagyobb viszkozitású. A G 30 ... G 50 minőségek általános csapágykenési célokra, a G 90 nehéz gépolaj egészen kis kerületi sebességhez és nagy felületi terheléshez használatos.
- szerszámgép-olaj: a gépolajoknál jobban finomított olaj. A T 20 ... T 50 jelűek a szerszámgépek cirkulációs rendszerében használhatók.
- motorolaj: a belső égésű motorokhoz alkalmazzák Sorozatjele az M és MM. A "Multiszuper" olaj viszkozitási indexe különlegesen nagy, így télen-nyáron alkalmazható.
- sebességváltó olaj: fogaskerekes hajtóműveknél, kisebb terhelésnél alkalmazzák.
- hipoid olaj: ugyanítt alkalmazzák, de nagy terhelésnél.

5.2 ábra



A felsoroltakon kívül még sok, speciális rendeltetésű olajféleiség (pl. kompresszorolaj, hidraulikaolaj stb.) ismeretes. Igen korszerű kenőolaj termék a szilikon olaj, melynek igen nagy a viszkozitási indexe, oxidációra érzéketlen és egészen kis és nagy hőmérsékleten is kenőképes.

A szokásos kenőzsírok lényegében kenőolajból és valamilyen fémszappanból állnak. Az előbbi a kenőképességet, az utóbbi pedig a konzisztenciát biztosítja. A kenőzsír tulajdonságait elsősorban a szappananyaga határozza meg. A fontosabb kenőzsír fajták a következők:

- Mészbázisú zsírok. Alapvető tulajdonságuk, hogy vízben nem oldódnak, de 100 °C-nál nagyobb hőmérsékleten elvesztik víztartalmukat és szétesnek. Újabb lehűtés után az ilyen zsírok nem nyerik vissza eredeti tulajdonságaikat. Hazai gyártásúak közül ilyen pl. az általánosan használt piros színű, ZS 90 gördülőcsapágy-zsír, amely kb. 70 °C-ig használható.

- Nátriumbázisú zsírok. Legfőbb tulajdonságuk, hogy vízben oldódnak, de a hevítés nem okoz bennük szerkezeti változást. Ha tehát a cseppenéspont fölé melegítve megolvadnak, lehűlés után visszanyerik eredeti tulajdonságaikat. Hazai gyártásúak közül ilyen pl. a ZS 130, amely -30 °C és 100 °C közötti üzemi hőmérsékleten használható, ha víz nem juthat a zsírhoz.

- Lítiumbázisú zsírok. Egyesítik a mész- és nátriumbázisú zsírok előnyeit: egyidejűleg hő- és vízállók. Hazai gyártásúak közül ilyen a LITON C-12, zöld színű kenőzsír, amely 150 °C üzemi hőmérsékletig használható.

Egyes zsírfajták tulajdonságait - a kenőolajhoz hasonlóan - adalékanyagokkal javítják. Pl. a grafit vagy a molibdén-szulfid kitölti a felületi egyenletlenségeket, a felületeket vékony rétegben bevonja és jelentősen csökkenti a súrlódási tényezőt. Újabb szintetikus úton előállított kenőzsírok (pl. szilikonzsír) is léteznek. Ezek a lítiumbázisú zsíroknál is nagyobb hőmérsékleti tartományban használhatók.

5.3 Siklócsapályák

5.31 Siklócsapályák tulajdonságai

A siklócsapályákban az egymáshoz képest elmozduló felületek között tehát nincs szilárd szerkezeti elem. A felületek közé juttatott kenőanyag kedvező körülmények között teljesen elválasztja a felületeket. Ezáltal folyadék-súrlódás jön létre, ami nagyságrendekkel kisebb a száraz-súrlódásnál.

A siklócsapályák főbb jellemzői a következők:

- a) Szokásos típusaik súrlódási viszonyai erősen függenek az üzemi viszonyoktól (ford. szám, terhelés, forgásértelem, kenőanyag stb.).
- b) A mindenkori üzemviszonyoknak megfelelően, egyedileg kell tervezni, tehát nem szabványosíthatók.
- c) Nagyon érzékenyek a kenőanyag minőségére és a kenés módjára.
- d) Mivel csak viszonylag nagy csapályahézaggal üzemeltethetők:
 - általában nem vezetik a tengelyt olyan pontossággal, mint a gördülőcsapályák.
 - nem alakítható ki olyan siklócsapálya, amely egyidejűleg jelentős radiális és axiális terhelést is felvehet.
- e) A dinamikai hatásokra kevésbé érzékenyek.
- f) Osztott kivitelben nehézség nélkül elkészíthetők, így bármilyen tengelykialakításhoz használhatók.
- g) Szilárd szennyeződések behatolására kevésbé érzékenyek.
- h) Üzemük rezgésmentes és csendes.

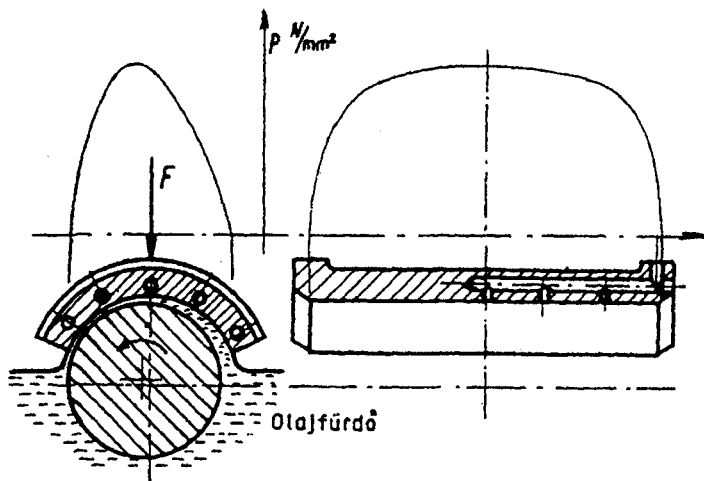
A felsorolt jellemzők közül az a ... d jelűek hátrányosak, a többi előnyös. Hátrányaik miatt a siklócsapályákat bizonyos mértékig háttérbe szorították a gördülőcsapályák, de vannak olyan területek, ahol nem nélkülözhetők. A legújabb elvek szerint kialakított siklócsapályák előnyei napjainkban ismét növelik eme gépelemek létjogosultságát.

5.32 Súrlódási és nyomásviszonyok

A siklócsapálya üzemének legfőbb jellemzőit foglaljuk össze a következőkben. A csap és a csapálya (persely) közé üzem közben kenőanyagot kell juttatni. A kenőanyagban (első-sorban a kenőolajban) - megfelelő csapályakialakítás esetén -

hidrodinamikai nyomás alakul ki. Ez a csap felületére hatva felhajtóerőt fejt ki és ezzel lebegésben tartja a csapot.

Az olajnyomás kialakulását kísérleti úton először Tower bizonyította. Az általa szerkesztett kísérleti csapágy perselyében hossz- és sugárirányú furatokat találunk a hordozófelület mentén egyenletesen elosztva. A furatokhoz kapcsolódó nyomásmérőkről olvasható le az üzem közben kialakult nyomás (5.3 ábra). Tapasztalat szerint a csap nem



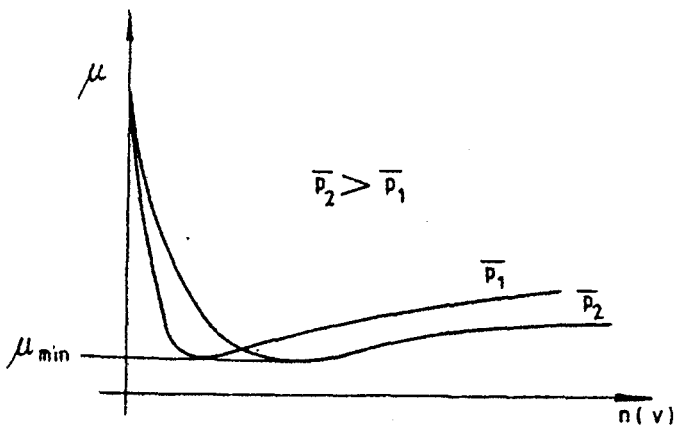
5.3 ábra

koncentrikusan helyezkedik el, hanem a forgás irányába eltolódva. Az így kialakuló szűkülő résforma a nyomás kialakulásának egyik feltétele. A forgó csap ugyanis magával viszi a felületéhez tapadt kenőanyagot, amelyet szinte beszorít a felületek közé. A csapágy külső, levegővel érintkező széléin a nyomás természetesen a környezetnek megfelelő. A hossz tengely mentén szimmetrikus, a csapra merőleges metszetben viszont a maximum-pont a forgás irányába eltolódik. Amennyiben a kialakuló nyomás elegendő a csap lebegésben tartásához, az egymáson elmozduló felületek elválnak egymástól és összefüggő olajhártya, ún. olajfilm alakul ki.

A fémes súrlódás helyébe a lényegesen kisebb folyadék-súrlódás lép.

A súrlódási tényező a csap indításától kezdve jelentősen változik. A változás kísérleti vizsgálata Stribeck névéhez fűződik (5.4 ábra).

Azonos méretű, de különböző terhelésű csapágyakban vizsgálva a súrlódási tényezőt a fordulatszám növekedésével,



5.4 ábra

különböző görbék adódnak. A vizsgálat egyik eredménye, hogy a súrlódási tényező minimális értéke független a terheléstől és állandó nagyságú. A súrlódási tényező változása során a következő jellemző súrlódási állapotokról beszélhetünk:

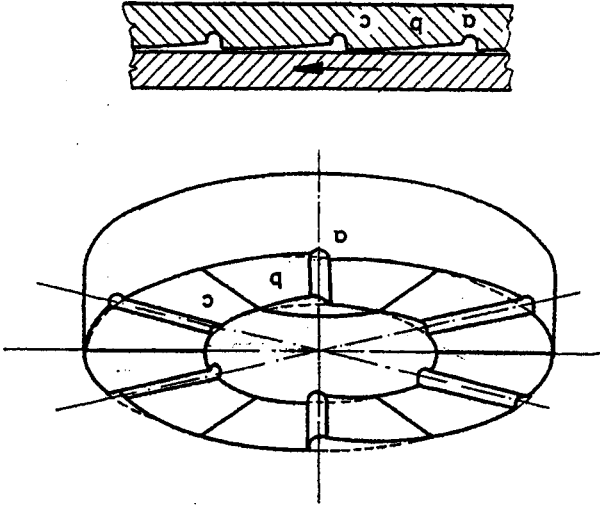
- Száraz súrlódás. A felületek között nincs kenőanyag. Ekkor a súrlódási tényező 0,15-0,2 értékű, az anyagtól függetlenül. Gyakorlatilag az indításkor fellépő súrlódási állapot a száraz súrlódás.

- Vegyes súrlódás. A csap forgása közben magával vitt kenőanyag kezdi a felületeket szétválasztani, de nem szűnik meg egészen a fémes érintkezés. A súrlódási tényező a fémes érintkezés mértékétől függően 0,005-0,15 között változik.

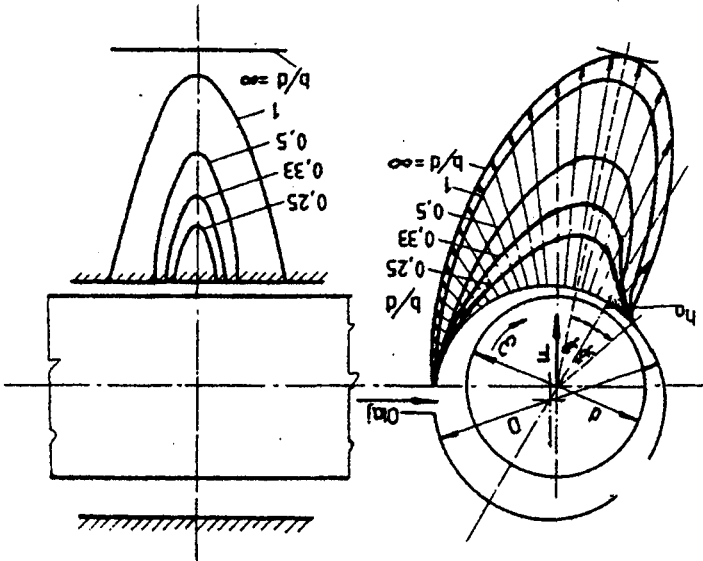
- Folyadéksúrlódás. A fémes felületek elválnak egymástól, közöttük olajréteg helyezkedik el. A súrlódási tényező hozzávetőlegesen 0,001-0,005 között változik. A siklócsapágy üzemében az elérendő cél a folyadéksúrlódási állapot létrehozása, fenntartása. Olyan nyomást kell a csapágyban elhelyezkedő kenőanyagban biztosítani, hogy az így adódó felhajtóerő a csapot a terhelőerővel egyensúlyban tartsa. (A nyomáseloszlásokat szemlélteti az 5.5 ábra.) Ahhoz, hogy ez bekövetkezhesen, a következő feltételek kielégítése szükséges:

- viszkozus folyadék a két felület között,
- a folyadék tapadjon a felületekhez,
- a mozgás irányába szűkülő rés, (pl. 5.6 ábra)
- relatív sebesség a felületek között.

5.6 ábra



5.5 ábra



5.33 A siklócsapágyak üzemi hőmérséklete, olajszükséglete

A súrlódás hatására a csapágyban hő fejlődik, amely részint a környező levegőnek, részint az átáramló kenőolajnak adódik át. A hőleadás a csapágyhőmérséklet növekedésekor nő, és meghatározott hőmérsékleten egyensúlyba kerül a hőfejlődéssel. Ekkor a hőmérséklet állandósul. Mivel a súrlódási munka teljes egészében hővé alakul, a csapágyban időegység alatt keletkező hőmennyiség:

$$Q = \mu \cdot F \cdot v \quad \text{J/s}$$

ahol F = radiális terhelés (N)
 v = csap kerületi sebessége (m/s)
 μ = súrlódási tényező

A környezetnek átadódó, időegység alatti hőmennyiség:

$$Q_1 = \alpha \cdot A \cdot (t - t_0) \quad \text{(J/s)}$$

ahol α = hőátadási tényező ($\text{J/s} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}$)
 A = csapágy hőleadó felülete (m^2)
 t = csapágy hőmérséklete (K)
 t_0 = környezet hőmérséklete (K)

A keletkezett és a környezetnek átadott hőmennyiség üzem közben azonos, vagyis a csapágy annyira melegszik fel, hogy a $Q = Q_1$ egyenlőség fennálljon. Ezt nevezzük hőegyensúlynak. Az egyenletből a csapágy hőmérséklete meghatározható. Nagy terhelésű, vagy nagy fordulatszámú csapágy üzemi hőmérséklete az előbbieket szerint számolva megengedhetetlenül nagyra adódna. Ilyenkor a csapágy hűtéséről is gondoskodni kell. A hűtést a csapágyon átáramoltatott olajjal valósítják meg. A csapágyon átáramló olajnak átadott, időegységenkénti hőmennyiség:

$$Q_2 = c \cdot m \cdot (t - t_h) \quad \text{(J/s)}$$

ahol c = olaj fajhője (J/kgK)
 m = időegység alatt átáramló olaj tömege (kg)
 t_h = hűtőolaj belépési hőmérséklete (K)

Ebben az esetben a hőegyensúly így alakul:

$$Q = Q_1 + Q_2$$

A hőegyensúly egyenletből kiszámítható, hogy:

- az előírt csapágyhőmérséklet mennyi hűtőolajjal biztosítható,
- adott felületű, adott mennyiségű olajjal a csapágy üzemi hőmérséklete mekkora lesz.

5.34 Siklócsapágyak méretezése

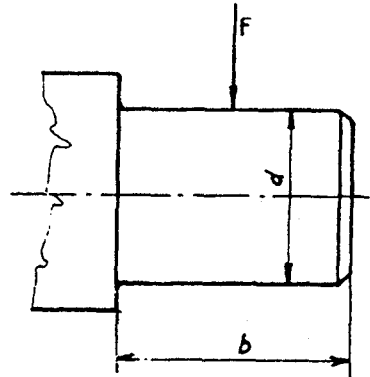
A következőkben csak a méretezés menetét ismertetjük. Az itt előforduló ismeretlen fogalmak, jelölések a siklócsapágyak méretezésével foglalkozó szakkönyvekben megtalálhatók. A hidrodinamikai elméleten alapuló méretezésnek két változata szokásos. Bizonyos tapasztalati adatok felvétele után:

- vagy a szükséges kenőolaj fajtát,
- vagy a csap és a persely szükséges illesztését határozzuk meg.

Az első esetben a csapágyjátékot, a másodikban a felhasználandó kenőolajfajtáját előzetesen fel kell vennünk. A csap radiális terhelése és fordulatszámja általában ismert, ill. meghatározható. Az elsőként leírt méretezési eljárás lépései a következők:

1. Tapasztalati értékek alapján felvesszük a csapágy palástnyomását (p). Ezt megfelelően értelmezve kiszámítható a palástfelület vetülete (5.7 ábra)

$$b \cdot d = \frac{F}{p}$$



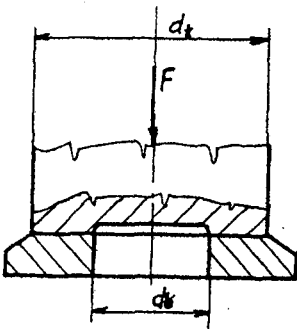
5.7 ábra

2. Felvesszük a b/d viszonyt.
3. A fentiek ismeretében kiszámítjuk a csap hosszát és átmérőjét.
4. Táblázatból felvesszük az ún. relatív játékot.
5. Kiszámítjuk a közepes játékot.
6. Technológiai és gazdaságossági szempontok alapján megválasztjuk a megmunkálási módot. Ez alapján az ún. legkisebb résméretet határozzuk meg.
7. Kiszámítjuk a relatív excentricitást. Ennek ismeretében felvesszük a csapágyjellemző számot és a

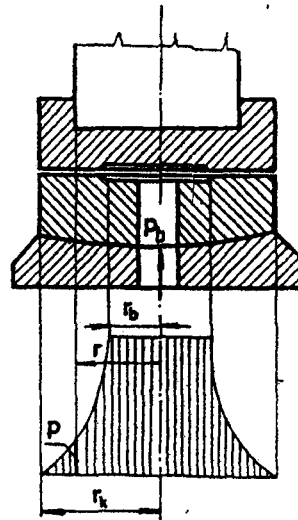
súrlódási számot. Ezek alapján a súrlódási tényező meghatározható.

8. Kiszámítjuk az időegység alatt keletkező súrlódási hőmennyiséget.
9. A hőegyensúlyi egyenletből kiszámítjuk: vagy a csapágyhőmérsékletet, vagy a szükséges hűtőolaj mennyiséget.
10. Kiszámítjuk az üzemi hőmérsékleten szükséges olajviszkozitást.
11. Kiválasztjuk a megfelelő olajminőséget.
12. Meghatározzuk a kenőképes olajfilm kialakításához szükséges olajmennyiséget.

A második említett méretezési eljárás alkalmazásakor a 4. ponttól van eltérés a méretezésben. A relatív játék helyett olajminőséget választunk. Meghatározzuk a súrlódási tényezőt, a csapágy üzemi hőmérsékletét, majd ellenőrizzük, hogy biztosítható-e a kívánt viszkozitás. Utolsó lépésként meghatározzuk a megengedhető legnagyobb csapágyjátékot.



5.8 ábra



5.9 ábra

A siklócsapágyakat többnyire az első módszer szerint méretezzük. A hidrodinamikai kenélmélet támasztó (axiális) csapágyak méretezésére is alkalmazható. Kis fordulatszám esetén elegendő lehet, hogy a tengelyvéget körgyűrű alakú felülettel támasztjuk alá. (5.8 ábra). A felületek közé belülről juttatunk olajat. Ilyenkor - a hordozó csapágyak egyszerű méretezéséhez hasonlóan - a következő fel-tételnek kell teljesülnie.

$$F = \frac{d_k^2 - d_b^2}{4} \pi \cdot p_{\text{meg}}$$

ahol $p_{\text{meg}} = 6 \dots 9 \text{ N/mm}^2$

A kialakuló nyomáseloszlást szemlélteti az 5.9 ábra.

5.35 Kenőberendezések

A siklócsapágyak kenőolajjal való ellátásának módszerei:

- állandóan friss olajat juttatnak a csapágyba, ahonnan elfolyik anélkül, hogy ismételten felhasználják (vesztéséges olajzás).
- az olaj visszakerül az olajtartályba, ahonnan lehűtés és szűrés után ismét a csapágyba juttatják (cirkulációs olajzás).

A vesztéséges olajzás előnye, hogy mindig friss, szennyződésmentes és így nagyon jó kenőképességű olajat biztosít. Csak nagyon kis olajszükségletű csapágyakhoz használható. Ennek egyik eltéréjdt megoldása a csepegtető olajzás. Ezen az elven működik pl. a Henry-féle olajozó. (5.10 ábra).

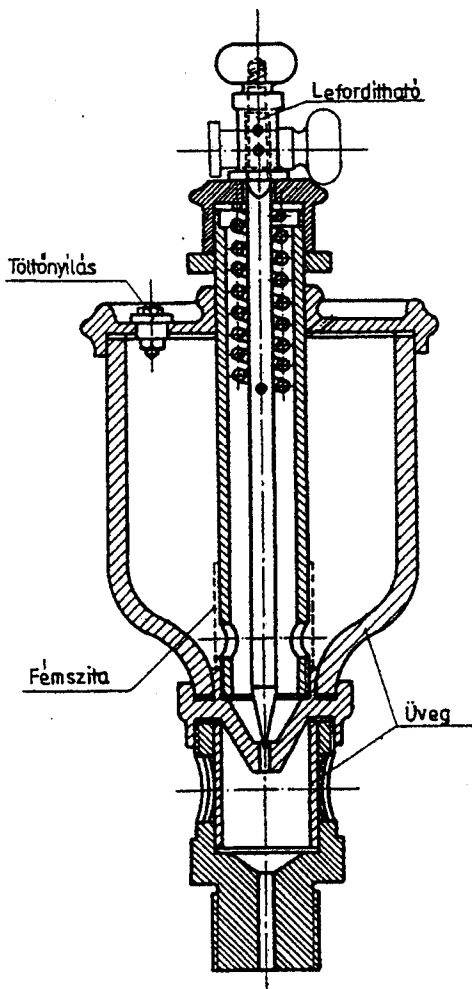
A cirkulációs olajzás a nagyobb olajszükségletű csapágyak egyetlen, lehetséges kenési módja. Megfelelő olajszivattyú használatával olyan nagy mennyiségű olajat tud a csapágyon átmosni, hogy még a csapágy hűtése is megoldható. A legegyszerűbb szivattyú nélküli cirkulációs olajozási rendszer kenőgyűrűvel működik. Ennek kétféle megoldása van:

- laza kenőgyűrű
- merev kenőgyűrű

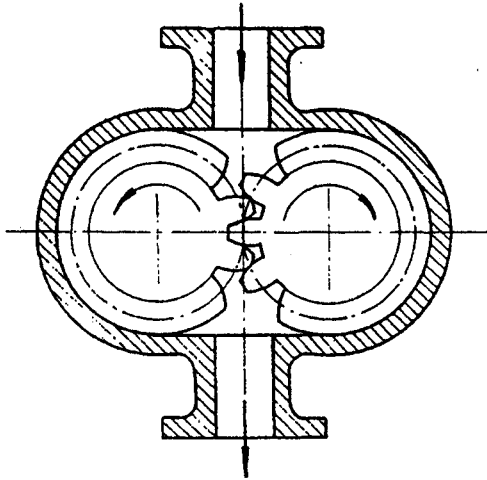
A nagyobb olajszükségletű csapágyaknál leggyakrabban fogaskerékszivattyút használnak (5.11 ábra).

Több kenési hely együttes ellátására a központi kényserolajozási rendszere váltak be. A rendszer lényege, hogy egy nagynyomású szivattyú (pl. a fogaskerékszivattyú) vezetékrendszeren át juttatja el az olajat a kenési helyekre.

A kenőzsírok bevezetésére szolgáló legegyszerűbb berendezés a zsírszelence, más néven Stauffer-zsírzó (5.12 ábra). A kenőzsír bejuttatásának másik módja a zsírzóprés és zsírzógomb alkalmazása. A zsírzógomb tulajdonképpen golyós visszacsapószelep. Ezeknek a megoldásoknak a hátránya, hogy a kenőzsír utánpótlása nem automatikus, hanem a kezelőtől függ.



5.10 ábra



5.11 ábra

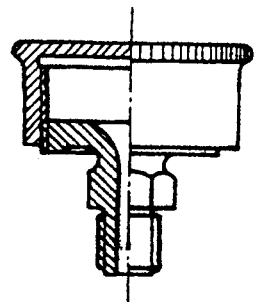
5.36 Csapágyperselyek

Minden csapágyanak van egy olyan szerkezeti eleme, amely a csappal közvetlenül érintkezve a csapágy üzemére igen lényeges befolyást gyakorol. Kialakítása, anyaga, megmunkálása meghatározza a csapágyban kialakuló nyomást, a súrlódási állapotot, a csapágy-pontoságát stb.

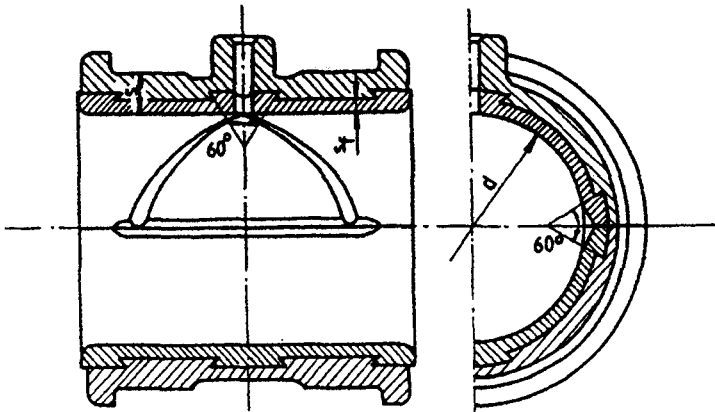
A csapágypersely anyaga legtöbbször nem azonos a csapágy anyagával. A perselyek alkalmazása azzal az előnnyel jár, hogy kopása esetén cserélhető, illetve a többrészes perselyek síklőfelületeit utánmunkálással be lehet szabályozni.

A legegyszerűbb az osztatlan, persely, mely cső alakú és a házba besajtolják.

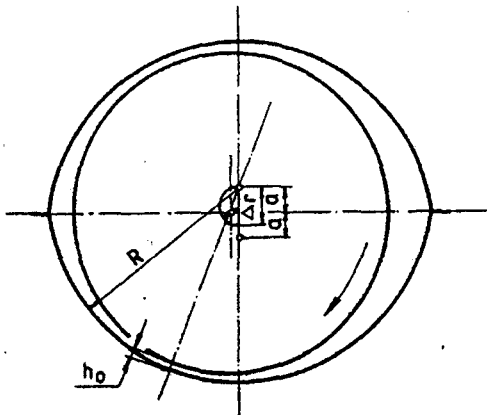
Az osztott kivitelű csapágyak perselyei osztottan készülnek. A perselyszerkezetnek biztosítani kell azt, hogy a kenőanyag az egymáson elmozduló felületek közé jusson. Erre mutat példát az 5.13 ábra. Az ilyen kialakítású csapágyakat egyszerűes hordozó felületű csapágyaknak is nevezik. A fordulatszámától és a csapágy egyéb jellemzőitől függően a csap és a csapágy középvonala között valamilyen - üzem közben is változó - távolság van. Egyes, nagy pontosságú gé-



5.12 ábra



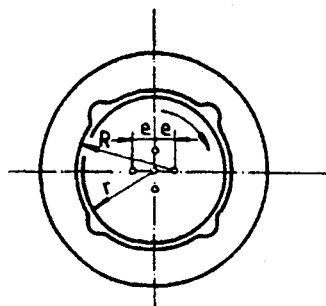
5.13 ábra



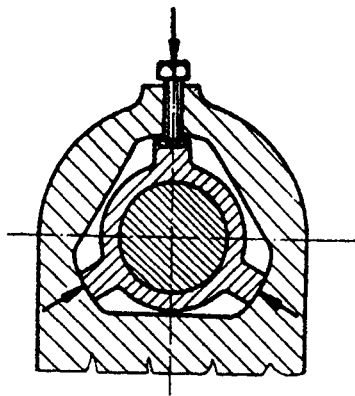
5.14 ábra

peken nem megengedhető ekkora eltolódás. Ilyenkor alkalmaz-
 zák a többszörös hordozó felületű csapágyakat. Az 5.14 áb-
 rán az ún. citrom alakú persely kialakítás látható, amely
 két hordozó felületű. Még kedvezőbb az 5.15 ábra szerinti
 négy hordozófelületű kialakítás. Érdekes és viszonylag egy-
 szerű megoldást mutat az 5.16 ábra szerinti kialakítás,
 amely három hordozó felületű persely.

Ahhoz, hogy a siklócsapágy ideális üzemi állapota a
 folyadéksúrlódás kialakuljon, olyan csapágypersely anyago-
 kat kell alkalmazni, amelyek kielégítik az alábbi követel-
 ményeket.



5.15 ábra



5.16 ábra

- Szilárdság. A nagyterhelésű csapágyra ható erőt, illetve a nagy olajnyomást törés és kifáradás nélkül kell elviselnie.

- Siklási tulajdonságok. A folyadéksúrlódás átmeneti megszűnése ne okozzon berágódást.

- Alakíthatóság. A csapnál puhább persely vagy bélésfém hozzá tudjon idomulni a csaphoz szerelési vagy elkészítési pontatlanság miatt.

- Beágyazó képesség. A csapágyanyag a csapágyba kerülő szennyeződések, a leváló anyagrészeket úgy beágyazza, hogy azok a siklófelületet ne sértsek.

- Hővezetőképesség.

- Technológiai tulajdonságok. Alapvető, hogy a bélésfémek jól önthetők, jó tapadóképességűek legyenek. Lényeges a finom megmunkálhatóság.

A szokásos perselyanyagok, amelyek bélésfém nélkül is használhatók:

a) Ónbronzok. Réz és ón ötvözet. Kis mennyiségű foszforral ötvözve kapjuk a foszforbronzot.

b) Vörösotvözetek. Az ónbronzhoz hasonló összetételű, de a drága ón egy részét horgany helyettesíti.

c) Alumíniumbronzok. Réz alapanyag alumíniummal van ötvözve.

d) Öntöttvas. Főleg alárendelt helyen alkalmazzák.

A műanyagok a csapágy gyártásban is eltértek, mivel a nem túl nagy terhelésű és fordulatszámú csapágyazásokban előnyös tulajdonságokkal rendelkeznek. A műanyag perselyek főleg műgyanták, rövid textilszál vagy molinóvagdálék vázanyaggal. Ezeket textilbakelitnek nevezik. A belőlük készülő perselyeket főleg sajtolással állítják elő, utánmunkálás nélkül vagy vastagfalú csőből esztergályozzák. A persely falvastagsága kb. 0,1 d értékű legyen. A textil-

bakelit csapágyperselyeket 80 °C-on ásványolajban ki kell főzni, ekkor a persely megduzzad. Emiatt a végleges megmunkálást a főzés után kell elvégezni. Kenőanyagaik megegyeznek a fémcsapágyakéval. Ezen kívül vízkenéssel is üzemeltethetők. Nagyon kedvező tulajdonságú csapágyperselyeket állítanak elő porkohászati úton. A finomra őrölt vaspor 2% grafittal keverik, majd nagy nyomással megfelelő alakúra sajtoltják. A kész perselyeket 950-1250 °C-on kemencében nevítik.

A porfém persely legjellemzőbb és legelőnyösebb tulajdonsága, hogy önkenő. 80-130 °C-on olajban főzve a pórusok telítődnek és ez az olajmennyiség a száraz sűrűlődt is kizárja.

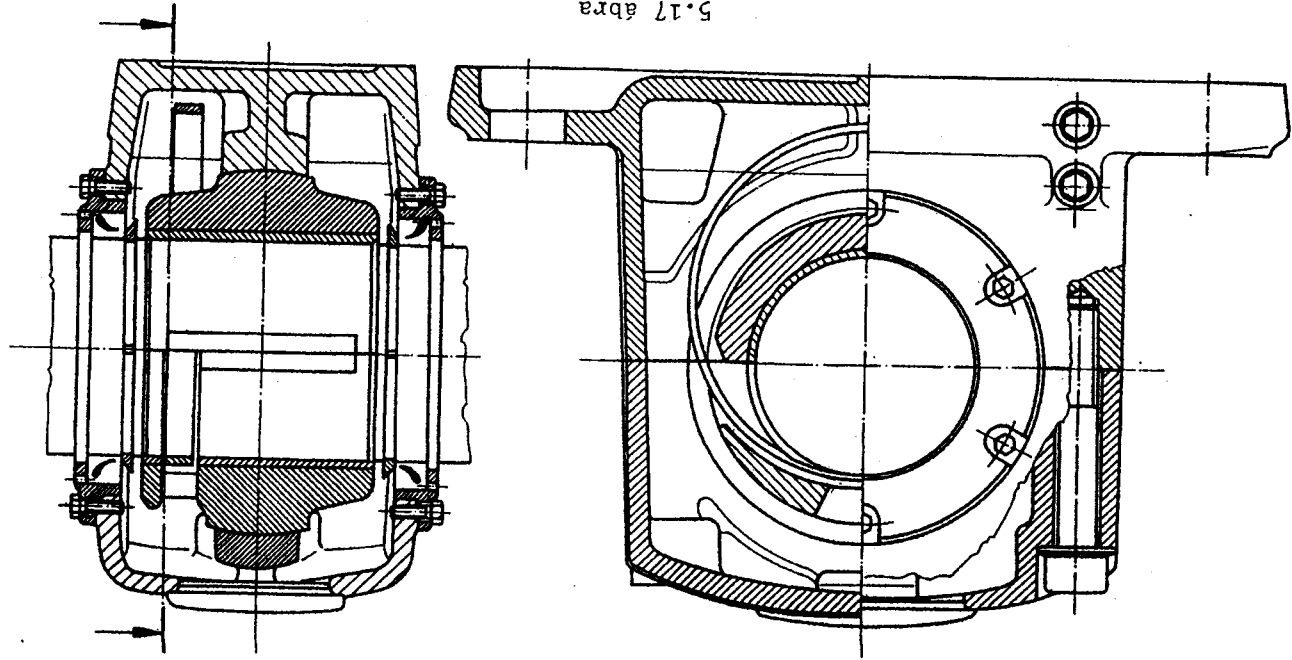
5.37 Siklócsapágy-szerkezetek

5.371 Hordozócsapágyak

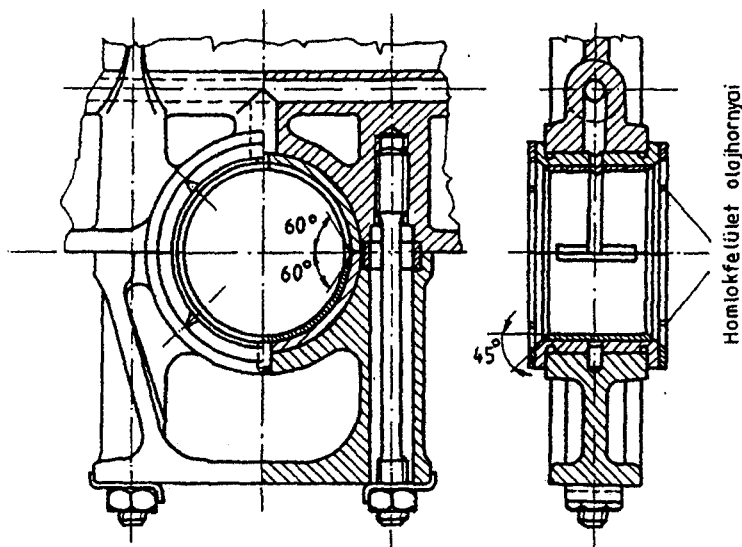
A hordozócsapágyak - amelyek főleg radiális terhelés felvételére alkalmasak - a kétféle kivitelben készülnek. Az egy részből álló csapágyakat osztatlan csapágyaknak, a két részből állókat osztott csapágyaknak nevezzük. Az 5.17 ábrán egy osztott kivitelű, beálló perselyű, ún. Sellers-csapágy látható. Az 5.12 ábrán szintén osztott kivitelű, de laza kenőgyűrűs oaljású, beálló csapágyat mutatunk be.

5.372 Belső égésű motorok csapágjai

A belső égésű motorok főcsapágjai a legnagyobb üzemi igénybevételnek kitett csapágyak. Üzemi jellemzőik: nagy fordulatszám, nagy és váltakozó terhelés, valamint a nagy hőmérséklet. Ilyen csapágy látható az 5.18 ábrán. Az ábrán egy függesztett elrendezésű csapágyat mutatunk be. A fedélet alulról nagy nyúlóképességű csavarokkal rögzítik a motoröntvényhez. A pontos illeszkedést az osztósíkban elhelyezett illesztőcső biztosítja. A persely elfordulását a fedélben elhelyezett kis hengeres csap akadályozza meg.



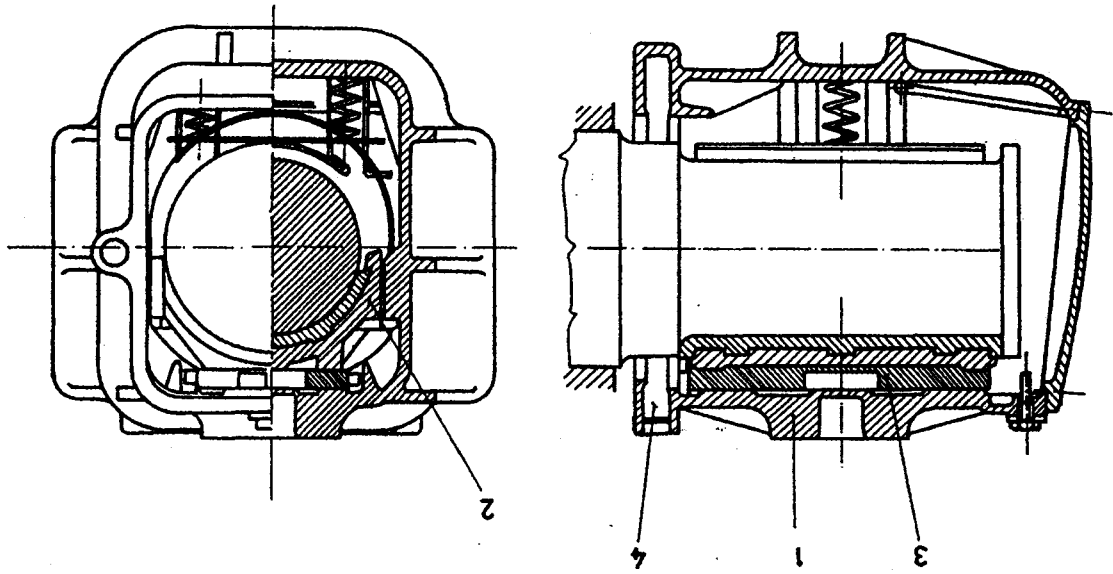
5.17 ábra



5.18 ábra

5.373 Vasúti kocsik siklócsapágyai

Az újabb konstrukciójú vasúti kocsik általában gördülőcsapágyazással készülnek, ennek ellenére még gyakran találhatunk siklócsapágyat, különösen a kéttengelyű személykocsikon, a teherkocsikon és nem utolsósorban a még forgalomban álló gőzmozdonyokon (nosztalgia). Az 5.19 ábrán egy kéttengelyes személykocsi csapágyát látjuk. A csapágytok (1) egy darabból készült acélöntvény. Felső részének kialakítása a hordrugó támaszkodását teszi lehetővé. A csapágycsésze (2) csak félig veszi körbe a csapot. A csésze és a csapágytok között a nyomólap (3) helyezkedik el a csapágycsésze könnyebb szerelhetősége miatt. Az olaj kijutásának és főleg a szennyeződések bejutásának megakadályozását szolgálja a portárcsa. Ennek elhelyezésére az ágytokon hosszúkás nyílást (4) képeztek ki.

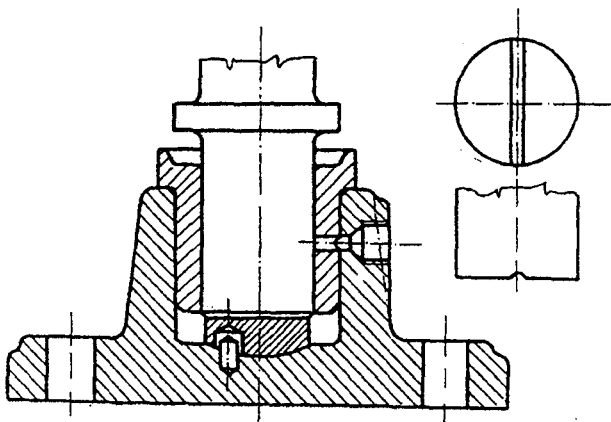


5.19 ábra

5.374 Támasztó-csapágy szerkezet

A támasztó csapágyak ritkábban alkalmazott siklócsapágy-szerkezetek. Két szerkezeti típust különböztetünk meg: a talpcsapágyakat és az átmenő tengelyű harangcsapágyakat.

A legegyszerűbb kivitelű támasztócsapágy a talpcsapágy, amelyet nagyon lassan forgó, függőleges tengelyek ágyazására használnak. Öntött házzal készült talpcsapágy látható az 5.20 ábrán. A függőleges erőt a gömbfelületen beálló siklófelület veszi fel. A radiális csapágyerőt a függőleges tengelyű hordozócsapágy veszi fel.



5.20 ábra.

5.4 Gördülőcsapágyak

5.41 Gördülőcsapágyak tulajdonságai, osztályozása

A siklócsapágyak mellett a csapágyazások másik nagy csoportját a gördülőcsapágyak képezik. Kialakításuk sokfélesége a legkülönbözőbb csapágyazási feladatok megoldását teszi lehetővé. A gördülőcsapágyak az utóbbi időben sok területen gyakorlatilag kiszorították a siklócsapágyakat.

A gördülőcsapágyak szerkezeti felépítése lényegesen eltér a siklócsapágyak felépítésétől. Az álló- és forgó-

részek között valamilyen gördülő testen keresztül valósul meg a kapcsolat.

A gördülőcsapágyak előnyös tulajdonságai közül a leg-
lényegesebbek:

- a) a sebességtől (ford. számtól) többé-kevésbé független gördülési ellenállás, amely különösen a csap indulásakor jelent előnyt.
- b) a gördülőcsapágy üzemeltetése során alig kíván gondozást. Kenőanyaggal megfelelő mértékben feltöltve igen hosszú ideig üzemel. Ebből az is következik, hogy a kenőanyag szükséglete minimális.
- c) Tengelyirányban lényegesen kisebb a helyszükséglete.
- d) Néhány, különleges típustól eltekintve mindennapos, kereskedelmi áru, beszerzése, cseréje nem okoz gondot.
- e) A csapágyak egyes típusai radiális és axiális erők egyidejű felvételére is alkalmasak.

A hátrányai közül is nézzünk néhányat:

- a) Nem készíthető osztottan. Emiatt nem minden esetben lehet alkalmazni.
- b) A dinamikus erőhatásra érzékenyebbek mint a siklócsapágyak.
- c) Zajosabbak a siklócsapágyaknál.
- d) Egyes különleges és főleg nagyméretű típusok beszerzési költsége nagy.
- e) Bármely szerkezeti elem tönkremenetele a csapágy cseréjét teszi szükségessé.

Mint már említettük, az egymáson elmozduló felületek között gördülőtestek vannak elhelyezve. Ezek a gördülőtestek ritkán kerülnek közvetlenül az elforduló felületek közé, a legtöbb esetben a csapágyhoz tartozó gyűrűk, vagy tárcsák között helyezkednek el.

A gördülő testek alakja sokféle lehet: golyó, henger, csonkakúp, hordó. A gördülőtestek egyenletes elhelyezkedését a gyűrűk, ill. tárcsák között a legtöbb esetben a csapágy kosara biztosítja. Ezek alapján a gördülőcsapágy fő részei:

- gördülőtestek
- gördülő elemek (gyűrűk vagy tárcsák)
- csapágy kosár.

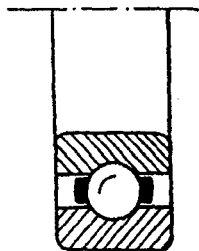
A gördülőcsapágyakat is több szempont szerint lehet osztályozni.

- a) Gördülőtestek alakja szerint:
 - golyós és
 - görgős csapágyak
- b) Gördülő felületek szerint:
 - gyűrűs és
 - tárcsás csapágyak

- c) Szerkezeti szempontból:
- merev és
 - beálló csapágyak.
- d) Gördülőttestek elhelyezkedése szerint:
- egysoros és
 - kétsoros csapágyak.

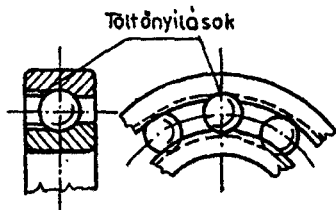
5.42 Gördülőcsapágyak fajtái

5.421 Gyűrűs golyóscsapágyak

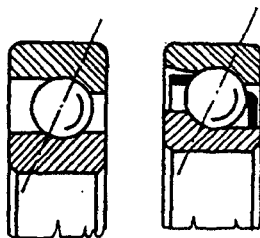


5.21 ábra

A legegyszerűbb és a leggyakrabban alkalmazott gördülőcsapágyfajta. Számos kialakítása ismert. Egysorosú mélyhornyú golyós csapágyat mutat be az 5.21 ábra. Ez a csapágy főleg sugárirányú terhelés felvételére alkalmas, de a horony mélyebb kialakításával axiális erőket is fel tud venni. A csapágykosár lemezből sajtolva, két darabból készül, amit a golyók behelyezése után szegecse-



5.22 ábra



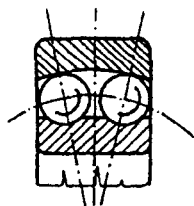
a., b.,

5.23 ábra

cseléssel erősítenek össze. Megjegyzendő, hogy a csapágyak rajzán a kosarat nem minden esetben tüntetik fel. A golyók behelyezése történhet pl. töltőnyíláson keresztül (5.22 ábra). Az ilyen megoldású, axiális erővel is terhelt csapágyak azonban hamar tönkre mennek, mivel a golyók a töltőnyíláson minden fordulaton felütkeznek. Emiatt a mélyhornyú csapágyak golyóit az excentrikusan elhelyezett gyűrűk közé helyezik, majd egyenletesen szétosztják és ezután szerelik be a kosarat. A külső, a belső, de leggyakrabban

mindkét gyűrű megfelelő kialakításával a radiális erő mellett egyirányú axiális erő felvételére alkalmas csapágytípust alakítottak ki. Ilyen ún. ferde hatásvonalú golyóscsapágyat szemléltet az 5.23 sz. ábra. Kétirányú axiális erőhatást két ferde hatásvonalú csapágy egymás mellé építésével lehet felvenni, de gyártanak két golyóssorral is ferde hatásvonalú csapágyat. Ilyenkor a két golyóssor hatásvonala ellenkező dőlésű.

A csapágy teherbírását két golyóssorral lehet megnövelni. Régebben alkalmaztak is kétsorú golyóscsapágyakat, de mivel a golyóssorok egyenletes terhelése nem volt biztosított, ez a megoldás háttérbe szorult. A kétsorú golyóscsapágyakat ma elsősorban beálló kivitelben készítették. (5.24 ábra). A beálló csapágy külső gyűrűje gömbfelület, ami lehetővé teszi a csapágy befeszülés nélküli működését akkor is, ha a tengely 2-30°-kal elhajlik. A kétsorú beálló csapágy ferde hatásvonala mindkét irányú axiális terhelés felvételét is lehetővé teszi.

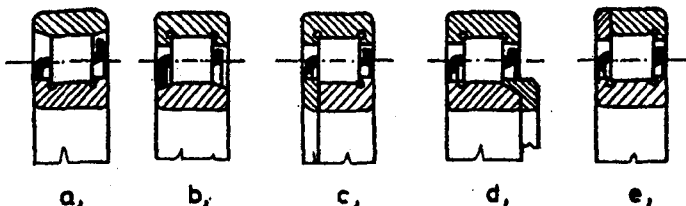


5.24 ábra

5.422 Gyűrűs görgőscsapágyak

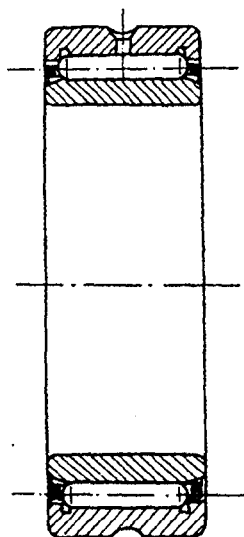
A golyóscsapágyaknál a golyók és gyűrűk érintkezési felülete viszonylag kicsi, ami a csapágy terhelhetőségének szab határt. Ezért nagyobb terhelések felvételére alkalmasak a vonal mentén felfekvő gördülőtestek, a henger-, a hordó-, és a kúpgörgők.

A görgőscsapágyak közül elsőként a hengergörgős csapágyakat ismertetjük. A görgők vezetése (belső vagy külső gyűrűben), illetve a görgők oldalirányú megtámasztása szerint többféle változatát mutatja be az 5.25 ábra. Az a, és b kivitel csak radiális erővel terhelhető, mivel a görgő az egyik gyűrűre nem tud axiális erőt átadni. A c, és d kivitelnél a belső és a külső gyűrűn is van váll az egyik oldalon, ami alkalmassá teszi kismértékű axiális erőhatás

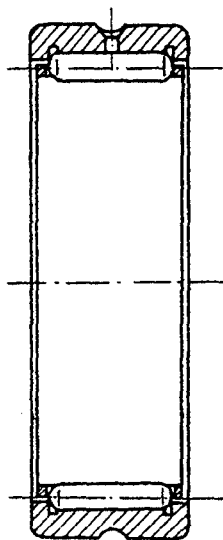


4.25 ábra

felvételére. A szerelhetőség miatt az egyik vállat oldal-
tárcsa (c, és e) vagy sarokgyűrű (d) helyettesíti.



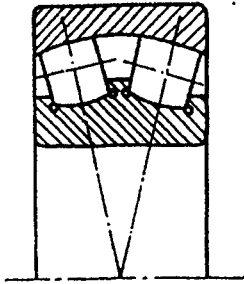
5.26 ábra



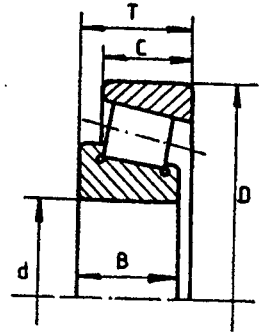
5.27 ábra

A hengergörgős csapágyak egyik különleges fajtája a kis helyszükségletű tűgörgős csapágy (5.26 ábra). Nevét a görgők kis átmérője és nagyobb hosszúsága miatt kapta. További átmérőirányú méret csökkentési lehetőséget jelent a belső gyűrű elhagyása (5.27 ábra). Ezek beépítésénél a tengelyen lévő futófelületet edzeni kell. Különösen lengőmozgást végző alkatrészek csapágyazásakor a külső gyűrű is elmaradhat. Ilyenkor csak kosárral összefogott görgősorot építenek be, a futófelületeket pedig a tengelyen, ill. a házban alakítják ki. Nagy terhelőerők és 2-30 szögeltérés felvételére alkalmasak az 5.28 ábrán látható görgőscsapágyak. A külső gyűrű belső felülete gömb kiképzésű. A gördülőelemek természetesen igazodnak a gyűrű kialakításához, hordó alakúak. Ezért hordógörgős csapágyaknak is nevezik ezt a típust.

Szerkezetileg ugyan a gyűrűs csapágyak közé tartozik az 5.29 ábrán látható kúpgörgős csapágy, erőfelvétel szempontjából viszont mintegy átmenetet képez a gyűrűs és tárcsás csapágyak között. A kosárral egybefogott görgősor a belső gyűrű vezeti. A külső gyűrű kúpos gördülőfelületű lehet. A ferde hatásvonal miatt - amiben hasonlít a ferde hatásvonalú golyóscsapágyhoz - a csupán radiális terhelés is hoz létre axiális terhelést, aminek felvételére párosával kell beépíteni.



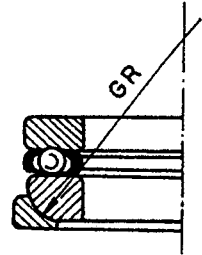
5.28 ábra



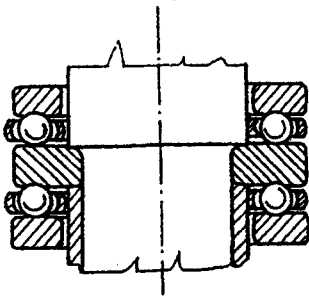
5.29 ábra

5.423 Tárcsás csapágyak

A támasztó csapágyak szerepét töltik be, így tengelyirányú erők felvételére használják. Radiális erővel nem terhelhetők. Egyirányú terhelés felvételére az axiális golyóscsapágy alkalmas (5.30 ábra). A csapágy egyik, ún. tengelytárcsája a tengelyhez illeszkedik a "d" méretével és a tengely vállához támaszkodik. Az ún. fészektárcsa mérete 0,2-0,4 mm-rel nagyobb a d-nél. Kétirányból ható axiális terhelés felvételére alkalmas megoldást mutat az 5.31 ábra. Tulajdonképpen ez a kivitel két csapágyanak tekinthető.



5.30 ábra



5.31 ábra

5.43 Gördülőcsapágyak méretezése

A gördülőcsapágyak felhasználói - természetesen a különböző gépszerkezetek tervezői is - számára a méretezés tulajdonképpen csak katalógusból való kiválasztást jelent. A gördülőcsapágyakat meghatározott élettartam alapján kell kiválasztani, számításba véve a csapágyazást terhelő erőket és az üzemi körülményeket.

A gördülőcsapágy gyártói elméleti számítások és a csapágyakkal végzett számtalan kísérlet alapján a csapágyak méretein felül a következő jellemzőket adják meg:

- Alapterhelés (C). N-ban a csapágyra jellemző terhelésérték, mely radiális terhelés esetén a csapágy egymillió fordulatot bír ki. Az élettartam meghatározásához kiinduló adat.

- Határterhelés (C_0). N-ban az a terhelés, amelyet a lassan forgó, ill. álló csapágy a gördülőelemeinek maradandó alakváltozása nélkül kibír.

- Határfordulatszám (n_{max}). A megengedhető legnagyobb fordulatszám.

A csapágy kiválasztása, mint már említettük, az élettartam alapján történik. Jelölése: L és számértéke a megtett fordulatok számát jelenti millióban kifejezve.

Természetesen ezt át lehet számolni km-be, ekkor az élettartamot km-be kapjuk és jele L_s és át lehet számolni üzemórába, ekkor üzemórában kapjuk az élettartamot és jele L_h .

A csapágykiválasztás menetében meg kell győződnünk arról, hogy a csapágy a következő követelményeket kielégítse:

- élettartam (L)
- határterhelés (C_0)
- határfordulatszám (n_{max})

Kísérleti eredmények alapján a csapágy terhelése (F), élettartama (L), és az alapterhelés (C) között a következő összefüggést állapították meg:

$$F \cdot L^{1/p} = C$$

- A p kitevő értéke: - golyós csapágyaknál 3
- görgős csapágyaknál $\frac{10}{3}$

Leegyszerűsítve tehát olyan alapterhelésű csapágyat kell választani, ami adott terhelés esetén a megkívánt élettartamot kibírja. Általában a csapágy terhelés (F) meghatározása okoz gondot, mivel az alapképletben szereplő F helyébe egy megfelelő helyettesítő terhelést kell figyelembe venni. A csapágy az élettartama alatt nem csupán radiális, vagy axiális terhelést kap, együttesen is hat mindkettő. A terhelés nagysága az élettartam folyamán nem állandó. Figyelembe kell még venni a lökészerű terheléseket is.

A radiális és axiális terhelés együtthatását az ún. egyenértékű terheléssel helyettesítik, ill. számolják. A terhelésváltozást pedig a különböző terhelési szakaszokra kiszámított egyenértékű terhelések alapján a helyettesítő terheléssel veszik figyelembe. Ezt az értéket lehet az alapképletbe behelyettesíteni. Fontos megjegyzés: gördülőcsap-

ágyat kiválasztani csakis a megfelelő csapágykatalógus alapján lehet. Ha az így kiválasztott, ellenőrzött csapágy élettartam szempontjából megfelel, ellenőrizni kell még, hogy határterhelés (C_0) szempontjából és határfordulatszám (n_{mx}) szempontjából is megfelelő-e.

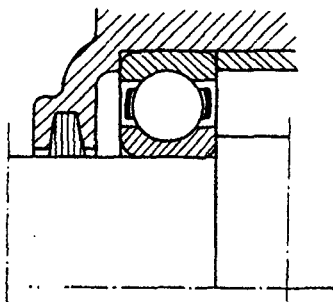
5.44 Gördülőcsapágyak tömítése

A csapágyak kellő élettartama többek között csak úgy biztosítható, ha a kenőanyag nem tud túl gyorsan kiszivárogni a házból, kívülről pedig nem tud bejutni szennyeződés. Ezért minden gördülőcsapágyazást tömíteni kell.

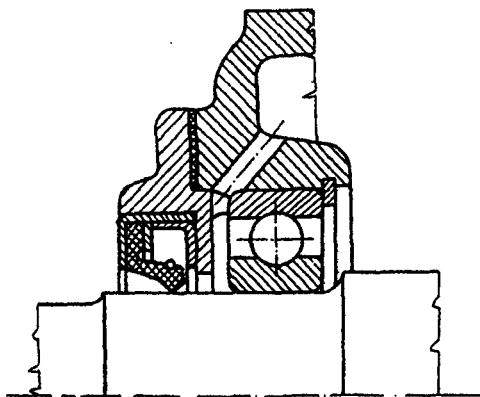
A gördülőcsapágyak védőtömítésének fajtáját elsősorban a csap kerületi sebessége szerint választjuk meg. Természetesen figyelembe kell vennünk a kenőanyag fajtáját, a kenési rendszert, a csapágy méreteit, üzemi hőmérsékletét, sőt a külső környezet jellemzőit is.

A tömítésnek két fő csoportját a súrlódó és a nem súrlódó (labirint) szerkezetek alkotják.

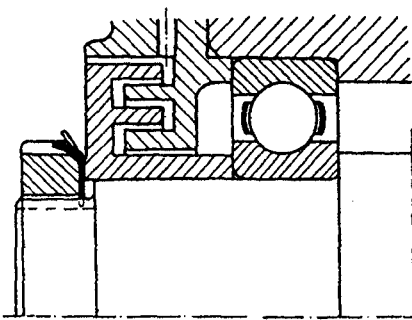
Zsír kenés és mérsékelt kerületi sebesség esetén még ma is gyakori a nemzetömítés, ha az üzemi hőmérséklet $100\text{ }^\circ\text{C}$ -nál nem nagyobb (5.32 ábra).



5.32 ábra



5.33 ábra



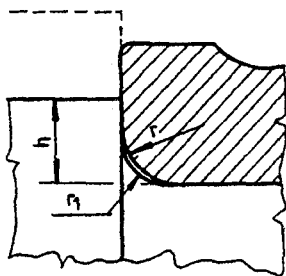
5.34 ábra

A súrlódó tömítések korszerűbb változata a karman-tyús tömítés. Zsír- és olaj-kenés esetén egyaránt használható. Az 5.33 ábrán a kenőanyag kijutását megakadályozó, beépített tömítőgyűrű látható. Ha a szennyeződések bejutásának megakadályozása a cél, a tömítőgyűrűt fordítva kell beszerelni, mivel csak egy irányban biztosítja a tömítést. Az érintkezés nélküli (súrlódásmentes) tömítések a külső és belső teret igen keskeny réssel választják el. Kialakítá-

tásuknak számos változata van, ezek közül mutat be egyet az 5.34 ábra. A szerkezet olajkenéshez is használható, ha a labirintrésbe kenőzsírt préselünk. Elvileg korlátlan fordulatszámhoz alkalmazható. Nehéz üzemi viszonyok között előfordul a kombinált tömítés használata is, amikor a labirint tömítést pl. nemez tömítéssel együtt alkalmazzák. Mivel a labirint tömítések részmerete tized mm nagyságrendű, nagyon pontos szerelést igényelnek. Pontatlan szerelés miatt előfordulhat, hogy a rések eltorzulása hatására a tömítés szívó hatást fejt ki, tehát céljával ellentétes hatást fejt ki.

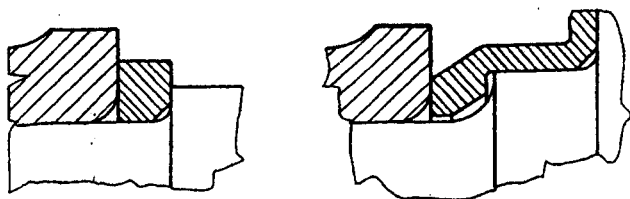
5.45 Gördülőcsapágyak beépítése

A gördülőcsapágyak megfelelő élettartamának legelső feltétele a helyes konstrukció. Ez alatt nemcsak a csapágy és a csapágház kapcsolata értendő, hanem a gép (szerkezet) üzemét, terhelési viszonyait figyelembe vevő, átgondolt csapágy kiválasztás és beépítés. A csapágygyűrű (vagy tárcsa) és a tengely kapcsolatának megfelelő kialakítására mutat példát az 5.35 ábra. Fontos követelmény a megfelelő felfekvés biztosítása érdekében, hogy a tengely lekerekítési sugara (r_1) mindig kisebb legyen a csapágy lekerekítési sugaránál (r). Mivel a kis lekerekítési sugarú feszültséggyűjtő hatású, szilárdságilag kedvezőbb kialakítás is



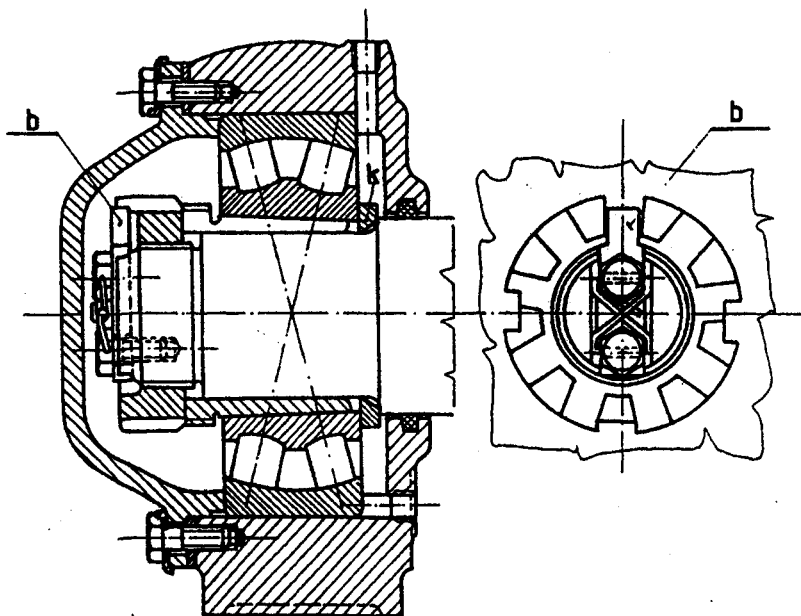
5.35 ábra

látható az ábrán. Az 5.36 ábra arra az esetre mutat példát, amikor más módon nem biztosítható a csapágy megfelelő fel-
fekvése.



5.36 ábra

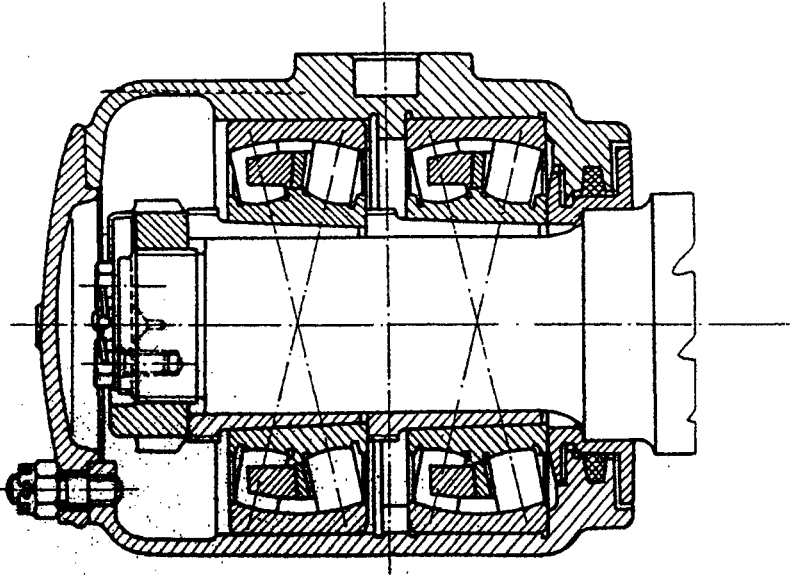
Ezekután nézzünk néhány konkrét csapágybeépítési példát.



5.37 ábra

Az 5.37 ábrán lehúzóhüvelyes csapágy beépítése látható. A csapágyház osztatlan. A nagy teherbírású beálló görgős csapágy rögzítése a tengelyvégen lévő, anyával beszorított

lehúzóhüvellyel történik. Az anya elfordulás elleni biztosítása a tengelyvégen kiképzett horonyba, csavarral rögzített biztosító ékkel (b) történik, amely az anya homlokfelületén kialakított horonyba illeszkedik. A csapágyház fedéllel van lezárva. A csapágy közgyűrű (k) beiktatásával fekszik fel a tengelyállon. A csapágy zsírutáplálására szolgál a menetes furat. Ehhez a megoldáshoz hasonló a vilamos kocsik csapágyazása.

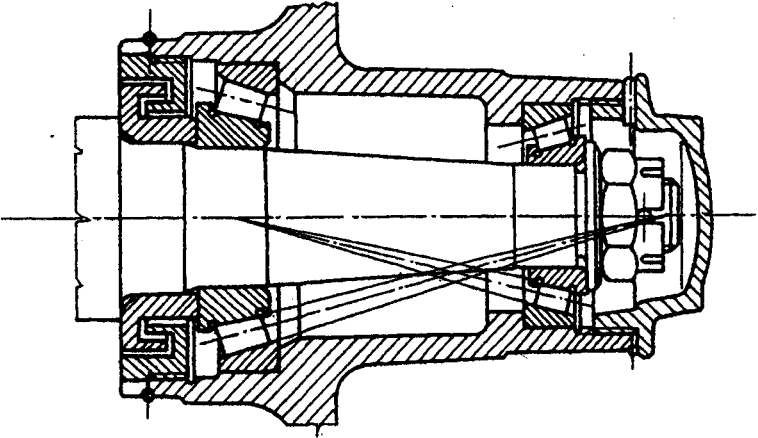


5.38 ábra

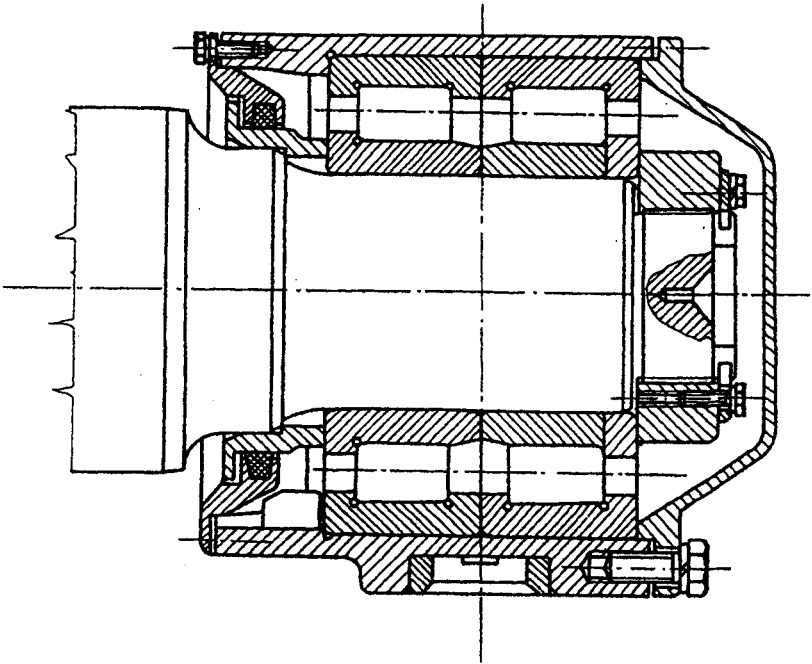
A két- és háromtengelyes vasúti kocsik csapágyazásának egy elterjedt megoldását látjuk az 5.38 ábrán. A nagy radiális terhelés mellett fellépő meglehetősen nagy axiális terhelés miatt alkalmaznak két csapágyat. A csapágytok kétrészes, csavarokkal van összeerősítve. Az egyik csapágy külső gyűrűje mindkét oldalról meg van támasztva, mivel a másik csapágy helyzete a szereléskor nem meghatározott. A tengelyvégen lévő anya biztosítása az előzőhöz hasonlóan van megoldva. A tömitést itt labirintgyűrű biztosítja, ami egyben a tengelyváll nagy lekerékítésének áthidalására is szolgál.

Lényegesen egyszerűbb és könnyebben szerelhető vasúti kocsi csapágy szerkezetet mutat be az 5.39 ábra. A hengergörgős csapágyak is alkalmasak az axiális erő felvételére,

5.40 ábra



5.39 ábra



vállas kivitelben. A könnyebb szerelhetőség miatt a bal oldali csapágy belső gyűrűjének vállát az oldaltárcsa helyettesíti. Ennek a csapágy beépítési megoldásnak az a hátránya, hogy nagyon pontos megmunkálást és szerelést igényel. A csapágytípusok ismertetésekor kitértünk arra, hogy a ferde hatásvonalú csapágyakat párosával kell beépíteni, egymással szembe fordítva.

Ferde hatásvonalú, pontosabban kúpgörgős csapágyak beépítésére láthatnak példát az 5.40 ábrán. Az ábra a gépjárműkerék csapágyazását mutatja be. A csapágyhézag beállítás és kopás utánállítás a sasszeggel biztosított koronás anyával történik. A fedeleket az (r) jelű hornyos biztosító karimával rögzítik.

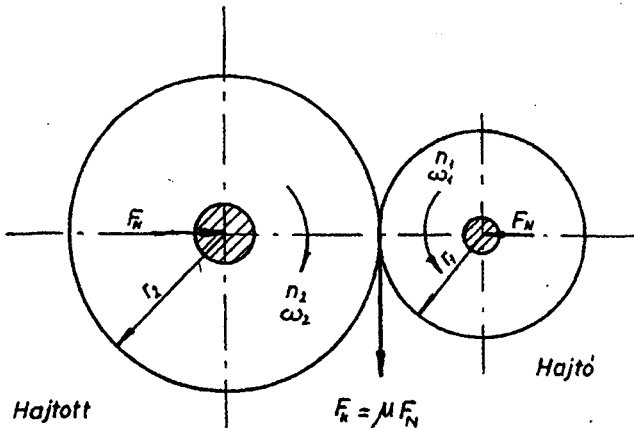
6. DÖRZSHAJTÁSOK ÉS SÚRLÓDÁSOK VÉGTELENÍTETT HAJTÁSOK

6.1 Dörzshajtás

A dörzskerekek súrlódással továbbítják a teljesítményt a hajtó és hajtott tengelyek között. Így meg is csúszhatnak egymáson, ami általában káros (csökkenti a hatásfokot), de hasznos is lehet, ha pl. a kapcsolódó szerkezeti elemeket meg akarjuk óvni a túlterheléstől.

Dörzskerekekkel állandó, vagy folyamatosan változtatható fordulatszám-módosítást valósíthatunk meg párhuzamos, vagy egymást metsző tengelyek között. Járulékos beállító berendezésekkel irányváltó szerkezetként is használható a dörzshajtás.

Mivel a kellő súrlódási erő biztosítására igen erősen egymáshoz kell nyomni a dörzskereket, ami nagy tengely- és csapágyterheléseket okoz, a dörzshajtás elsősorban kis teljesítmények ($P < 1 \text{ kW}$) átvitelére használható.



6.1 ábra

A 6.1 ábrán párhuzamos tengelyű dörzshajtás elvi vázlatát látjuk. Az összenyomó erő hatására létrejövő súrlódás révén a kerekeken kerületi erő ébred. Mivel a kerekek sugara különböző, a kerületi erők azonos nagysága ellenére a tengelyekre különböző nyomaték hat. Ezek aránya

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{F_k \cdot r_1}{F_k \cdot r_2} = \frac{r_1}{r_2};$$

tehát a nyomatékok arányosak a sugarakkal (vagy átmérőkkel).

Feltételezve, hogy a kerek nem csúszik egymáson, kerületi sebességük megegyező, tehát

$$r_1 \cdot \omega_1 = r_2 \cdot \omega_2 \quad \text{innen pedig}$$

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{M_2}{M_1} = i.$$

A hajtó és hajtott kerék szögsebességének (vagy fordulatszámának) aránya (i) az áttétel, amely a nyomatékokkal is kifejezhető.

A dörzshajtás méretezésekor - az átviendő kerületi erő meghatározása után - először a szükséges összenyomó erőt számítjuk ki:

$$F_n = \frac{F_k}{\mu}$$

Ez a tapasztalat szerint nem okozhat a redukált tárcsa-átmérőre vonatkozóan egy adott határértéknél nagyobb palástnyomást (bár a valóságban vonalnyomás áll fenn), tehát

$$F_N \leq p \text{ meg} \cdot d_r \cdot b.$$

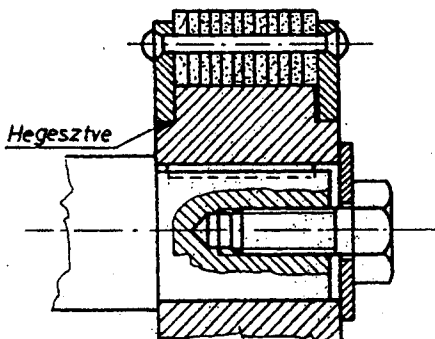
Itt a b a közös tárcsaszélesség, a redukált tárcsaátmérőt pedig az

$$\frac{1}{d_r} = \frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}$$

összefüggésből kell kiszámítani.

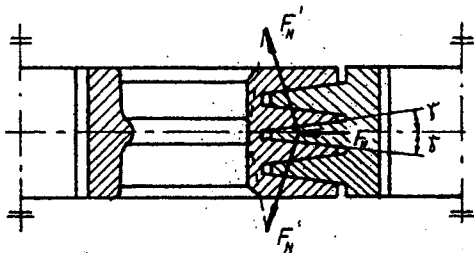
A nagykerék anyaga rendszerint öntöttvas, ritkábban könnyűfém, a kiskerék palástját pedig nagyon gyakran valamilyen nemfémes bevonattal (bőr, papír, azbeszt stb.) látják el a súrlódás növelésére, ill. a zaj csökkentésére.

A kiskerék palástjának súrlódást növelő bevonatát az anyag tulajdonságaihoz igazodva erősítik fel. A gumit pl. rávulkanizálják a tárcsára, a bőr - vagy kéregpapír - lemezeket pedig a 6.2 ábrán bemutatott elrendezésben lehet felszerelni.



6.2 ábra

A dörzskerekek közti kapcsolóerő jelentősen megnövelhető a tárcsák palástjának hornyolásával (6.3 ábra). Így az érintkező felületekre merőleges összenyomó erő az ábra jelöléseivel



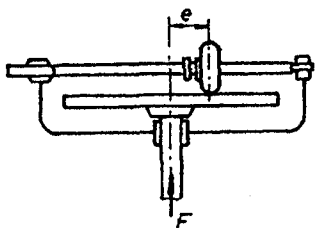
6.3 ábra

$$F_N' = \frac{F_N}{2 \cdot \sin \alpha} \text{ lesz,}$$

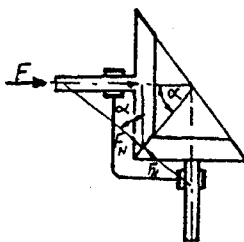
ezzel pedig a kerületi erő

$$F_k = \mu \cdot 2 F_N' = \frac{\mu}{\sin \alpha} \cdot F_N$$

Ez a megoldás - előnye ellenére - csak szakaszosan üzemeltetett berendezésekhez használható, mivel a horny mentén különböző átmérőkhöz tartozó pontok érintkeznek, tiszta gördülés azonban csak egyetlen átmérőnél lehetséges, így a fellépő csúszás miatt jelentős melegedés és kopás keletkezik.



6.4 ábra

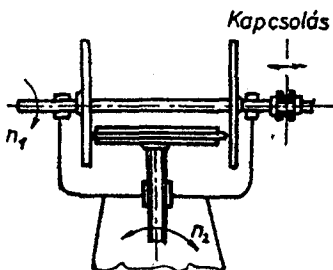


6.5 ábra

Egymást metsző helyzetű tengelyek közt síktárcsás (6.4 ábra) vagy kúptárcsás (6.5 ábra) dörzshajtással vihetünk át nyomatóerőt. A 6.4 ábrán látható síktárcsás megoldás fokozat nélkül változtatható fordulatszám módosításra is alkalmas. Az áttételt - a kiskerék átmérőjén kívül - az e excentricitás pillanatnyi értéke, a hajtott tárcsa forgásértelmét pedig előjele határozza meg. A síktárcsa tengelye jelentős axiális terhelést kap. A kúptárcsás hajtásra viszont jellemző, hogy mindkét tengely kap axiális és radiális igénybevételt is (az F_N erő derékszögű komponenseinek megfelelően).

Az irányváltó szerkezetként kialakított dörzshajtás tipikus példája a frikiós csavarhajtó, melynek működési vázlat a 6.6 ábrán látható. Az állandó fordulatszámmal járó vízszintes tengely eltolható, így a vele együtt forgó két dörztárcsa közül hol egyik, hol a másik hajtja a függőleges orsó tárcsáját, és ennek az orsó két ellentétes forgásértelme felel meg.

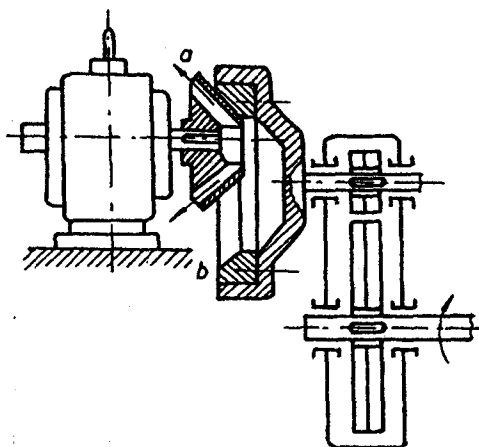
A vízszintes tengely középállásában nincs kapcsolat a tárcsák között.



6.6 ábra

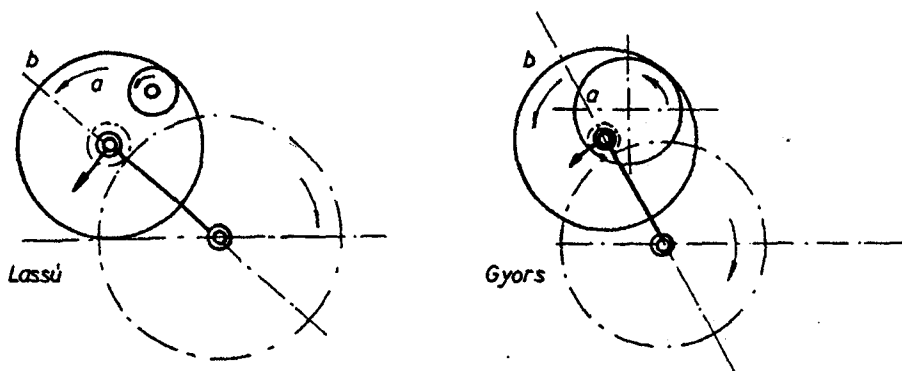
A PK (Prym - Köhl) hajtómű kúptárcsás dörzshajtás

(6.7 ábra). A tengelyirányban eltolható motoron levő kúptárcsa (a) különböző átmérők mentén érintkezhet a fogaskerék-hajtómű bemenő tengelyére szerelt belső kúpos tárcsával (b). A motor kúptárcsája öntöttvasból készül és üreges kivitelű, az üregben levő bordák ventilátorként működnek és hűtik a tárcsákat. A belső kúpos tárcsát könnyen cserélhető műanyag súrlódó betéttel látják el. A fogaskerék-hajtómű szabadon



6.7 ábra

elfordulhat kimenő (alsó) tengelye körül, így a motor pillanatnyi helyzetének megfelelően - az üzemi nyomaték hatására - mindig biztosított a tárcsák érintkezése és kellő mértékű összenyomódása. A kapcsolódó egységek elhelyezkedését - két különböző áttételnek megfelelően - a 6.8 ábra szemlélteti.



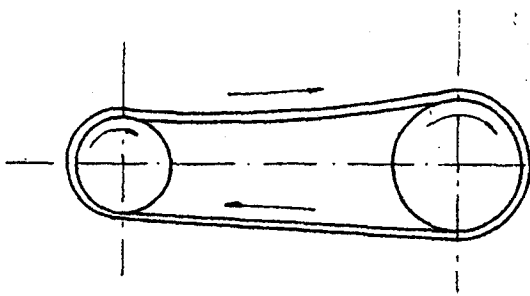
6.8 ábra

A PK hajtóművön kívül számos más elrendezése is ismeretes a kúpos dörzshajtásnak fokozatmentesen változtatható áttételű hajtóműként való felhasználására.

6.2 A súrlódásos végtelenített hajtások elrendezése és alapösszefüggései

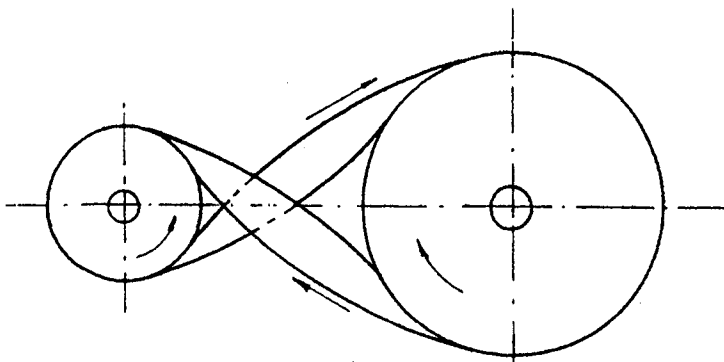
A súrlódásos végtelenített hajtásokhoz rendszerint lapos téglalap szelvényű vagy egyenlőszárú trapéz szelvényű végtelen hajtóelemet használnak (laposszíj - és ékszíj-hajtás). A laposszíj készülhet pl. bőrből, textilbetétes gumiból, textilanyagból vagy acélból, az ékszíj anyaga majdnem mindig textilbetétes gumi. A hajtószíjat megfelelő felületű tárcsákkal kifizítve tapadás útján biztosítható az energiaátvitel egyik tárcsáról (ill. tengelyről) a másikra. A két tengely általában párhuzamos, de laposszíjjal kitérő helyzetű tengelyek közt is lehetséges energiaátvitel.

A szíjhajtás egyszerű és olcsón kivitelezhető, a két tengelyt rugalmasan kapcsolja össze, aránylag csendes üzemű és az esetleges túlterhelés mértékét a szíj megcsúszásának bekövetkezése korlátozza. Hátrányos azonban, hogy a mindig fennálló kisebb-nagyobb szíjcsúszás miatt nem pontosan meghatározott az áttétel, a szíj feszítés miatt aránylag nagyok a csapágyterhelések és a tengelyt terhelő hajlító nyomatékok, a tárcsák méretei miatt pedig jelentősek a forgó tömegek.



6.9 ábra

Elrendezés szempontjából leggyakoribb az egyenes szíjhajtás (6.9 ábra). Ilyenkor a tengelyek párhuzamosak és forgásértelmük megegyező. Ugyancsak párhuzamos tengelyek esetén, de csak laposszíjhoz használható a sokkal ritkábban előforduló keresztvezetett szíjhajtás (6.10 ábra). Ilyenkor a tengelyek forgásértelme ellentétes, a szíj igénybevétele pedig fokozott.



6.10 ábra

Kitérő helyzetű tengelyek esetén a ferde szíjhajtás jöhet szóba. Ez megvalósítható egymással bármekkora szöget bezáró tengelyekhez, de gyakorlatilag inkább csak merőleges helyzetűekhez használják, akkor is nagyon ritkán.

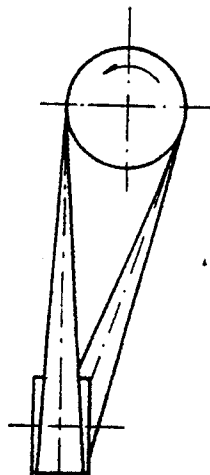
Elrendezése a 6.11 ábrán látható. A hajtás csak egyetlen forgásértelemben használható, a forgásértelem megváltoztatása esetén leesik a szíj.

Ha a szíjcsúszástól eltekintünk, a két tárcsa kerületi sebessége - és ezzel a szíj haladási sebessége is - egyenlő.

$$v = r_1 \cdot \omega_1 = r_2 \cdot \omega_2$$

Innen a módosítást (i) a dörzshajtáshoz hasonlóan értelmezve -

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{F_k \cdot r_2}{F_k \cdot r_1} = \frac{M_2}{M_1}$$



6.11 ábra

A 6.9 ábrán vázolt elrendezésű egyszerű egyenes szíjhajtással gyakorlatilag megvalósítható módosítás értéke

$$i \leq 5.$$

A párhuzamos tengelyű szíjhajtás tengelytávolsága - a kivitelezhetőség határain belül - elvben tetszőleges lehet, de a minimális tengelytávolságot (a) illetően tanácsos betartani a következő, gyakorlatban kialakult kikötéseket:

$$a \cong 0,1 v \quad ([V] = \text{m/s}, [a] = \text{m})$$

$$a \cong 2 (d_1 + d_2)$$

$$a \cong \begin{cases} 20 b & (\text{egyenes szíjhajtás esetén}) \\ 30 b & (\text{kereszttezett szíjhajtás esetén}) \end{cases}$$

$$A \cong 10 \sqrt{b \cdot d_2} \quad (\text{itt } d_2 \text{ a nagyobbik tárcsaátmérő}).$$

A felsorolt összefüggésekben a b a szíjszélességet jelöli.

6.3 Szíjcsúszás

A hajtó- és hajtott tárcsa kerületi sebessége a valóságban soha nem egyenlő egészen pontosan, a hajtott tárcsán mindig sebességvesztés tapasztalható. Ennek általában nem egyszerűen a szíjnak a tárcsákon bekövetkező tényleges megcsúszása az oka (ha ez így lenne, a szíjhajtásokat nem lehetne tartósan üzemeltetni), hanem a szíj rugalmas nyúlása idézi elő.

Ennek igazolására nézzük a v sebességgel haladó szíj l hosszúságú darabját, és legyen számértékben $l = v$. Nyilvánvaló, hogy a vizsgált szíjszakaszt - a szíj rugalmassága folytán - a laza és feszes ágakban eltérő hosszúságú, jelöljük a hosszúságkülönbséget Δl -lel. Mivel a szíjat merőlegesen metsző összes síkokon időegység alatt azonos szíjtömegnek kell áthaladnia, a szíj helyi megnyúlásakor helyi sebességének is arányosan nőnie kell, ui. ekkor hosszabb az azonos tömegű szíjszakasz. Mivel pedig - eredeti kikötésünk szerint - $l = v$, a sebesség - és hosszváltozás arányossága következtében $\Delta l = \Delta v$.

A sebességváltozás mértékének fajlagos értéke (a slip) a szíjhajtás igen fontos jellemzője és a fentiek értelmében mind a sebességváltozással, mind a hosszváltozással kifejezhető:

$$s = \frac{\Delta v}{v} = \frac{\Delta l}{l}$$

A szíjtárcsák kerületi sebességének különbsége nem azonos a szíjágak sebességkülönbségével, mert mindkét tárcsa érintkezésben áll mind a feszes, mind pedig a laza szíj-ággal. Ezáltal a tárcsák kerületi sebessége kisebb mértékben különbözik, mint a szíjágak sebessége. A gyakorlatban a kerületi sebességekre vonatkozó slip általában nem nagyobb 0,01-nél, de kb. $s = 0,03$ -ig még fenntartható az üzem.

Ha a szíjhajtást túlterhelik, bizonyos határon túl nem elegendő a szíj és a tárcsák közti tapadás a kerületi erő átvitelére, az emiatt bekövetkező szíjcsúszás pedig már megakadályozza az üzem fenntartását.

A slippel a szíjhajtás hatásfoka is kapcsolatba hozható, mivel a két tárcsára ható kerületi erő azonos, a hajtótárcsa kerületi sebességét v_1 -gyel, a hajtott tárcsáét pedig v_2 -vel jelölve

$$\eta = \frac{P_h}{P_b} = \frac{F_k \cdot v_2}{F_k \cdot v_1} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{v_1 - \Delta v}{v_1} = \eta - s$$

A valóságban nem csupán a kerületi sebesség csökkenése, hanem pl. a légellenállás és más okok miatt is teljesítményvesztés következik be, így végeredményben a szíjhajtások hatásfoka átlagosan mintegy $\eta = 0,95$ -re tehető.

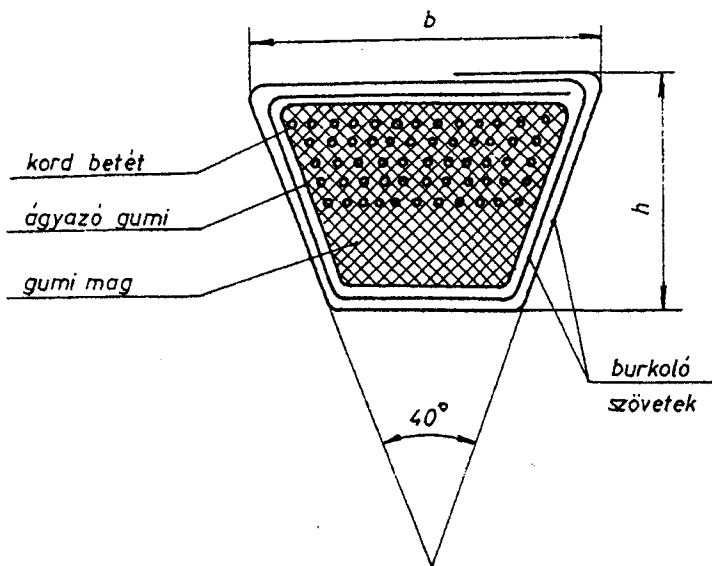
6.4 Az ékszíjhajtás tulajdonságai

Az ékszíjhajtás kizárólag párhuzamos tengelyek közti energiaátvitelre használható. Alapvető eleme az elméletileg trapéz szelvényű gumitextil anyagú, szabványos méretekben végtelenítve gyártott ékszíj, melynek szelvénye a 6.12 ábrán látható.

A szíj húzó igénybevételét gumiba ágyazott kordszálak (textilbetét) veszik fel, kopásállóságát pedig kétrétegű vászonbevonat növeli.

Az ékszíjakhoz hornyolt szíjtárcsák tartoznak, melyekkel a szíj csak oldalfelületein érintkezik. A horonyhatás következtében (l. hornyolt dörzskeréknél is) a szíj és tárcsa közti látszólagos súrlódási tényező viszonylag igen nagy, ezért kis körülforgási szög (azaz nagy áttétel, ill. kis tengelytávolság) esetén is aránylag kicsi a tengelyhúzás.

Az ékszíjhajtás egyre fokozódó elterjedését számos előnye indokolja. Ezek közé tartozik a - szíjhajtáshoz viszonyítva - kis helyszükséglete, az általa okozott kis csapágyterhelés, a többi végtelenített hajtásnál jobb hatásfoka ($\eta \approx 0,98$) a dinamikus igénybevételeket csillapító hatása (rugalmassága révén), túlterhelésgátló hatása (túlterheléskor a szíj leesése nélkül megcsúszhat), zajtalan-sága, kis karbantartási igénye, üzembiztonsága és az ékszíj szabványos tömegcikk jellege. Hátránya azonban, hogy olajszármazékok, szerves oldószerek és maró hatású anyagok erő-



6.12 ábra

sen károsíthatják, és 60 °C-nál nagyobb hőmérsékleten nem használható. Ezért egyes területekről nehezen tudja kiszorítani a laposszíjhajtást.

Az ékszíjhajtás a következő üzemi jellemzőkkel tervezhető:

tengelytávolság $a = dp_2 + 2 h_0$ (esetleg $a =$
 $= \frac{d_{p1} + d_{p2}}{2} + 1,2$);

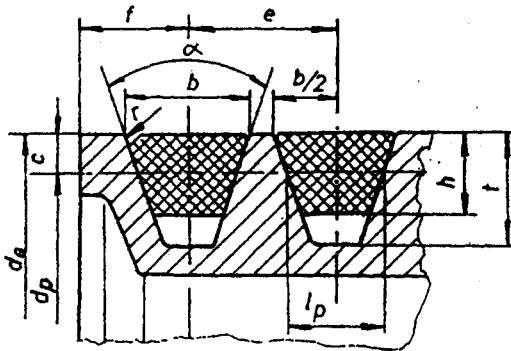
áttétel $i \leq 10$

szíjsebesség $v \leq 26 \text{ m/s}$,

körülfogási szög $\beta \geq 120^\circ$

6.5 Az ékszíjhajtás szerkezeti elemei

Az ékszíjhajtás legjellemzőbb szerkezeti elemei az ékszíjakon kívül az ékszíjtárcsák. Ezek hornyait úgy kell kialakítani, hogy a beléjük helyezett szíj külső felülete ne emelkedjék ki a tárcsa palástfelületéből. Az ékszíjtárcsák előírt profilméreteit táblázat tartalmazza a 6.13 ábra jelöléseinek megfelelően.



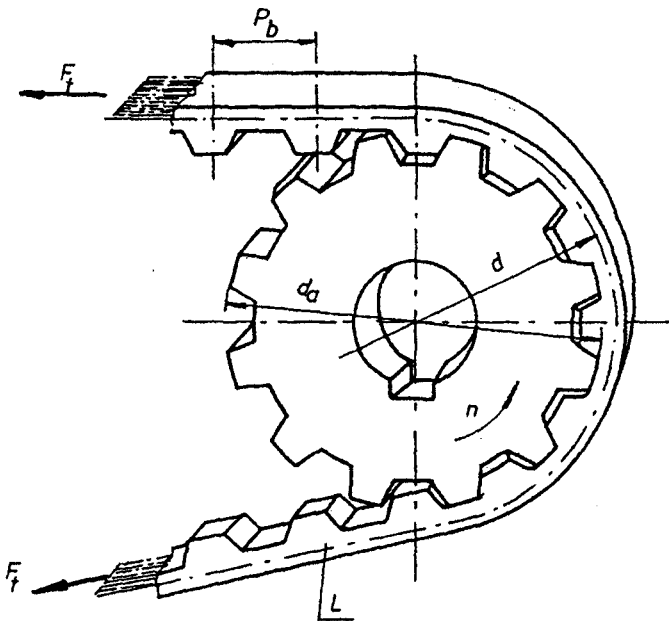
6.13 ábra

Az ékszíjtárcsák leggyakoribb anyaga az öntöttvas (Öv.25), de bármilyen más anyagból is gyárthatók, melyek lehetővé teszik a szabványos méretek betartását és nem károsodnak az üzemeltetés során. Így egyedi előállításához igen célszerűek a hegesztett kivitelű acéltárcsák. Az öntött acéltárcsák - méreteiktől függően - küllős kialakításúak vagy telitárcsásak lehetnek.

Többhornyú tárcsákhoz csak ékszíjkészlet használható, ez hossz méret szerint külön összeválogatott, megkülönböztetett jelöléssel szállított ékszíjak együttese. Ha a készlet bármely tagja üzemképtelenné válik, az egész készletet ki kell cserélni.

6.6 Fogasszíjhajtás

A fogasszíjhajtásban a nyomték, illetve a teljesítményátvitel a fogasszíz és fogastárcsák között alakkal és erővel záró kapcsolat útján létesül (6.14 ábra). Ezért a fogasszíjhajtást azokhoz a hajtásokhoz célszerű alkalmazni, amelyeknél a hajtó és hajtott egység között csúszásmentes és rugalmas kapcsolatot kívánnak megvalósítani. Ez a dinamikus határokkal szembeni rugalmasság megegyezik a normál ékszíjakéval, hajlékonysága viszont azokhoz képest növekszik.



6.14 ábra

A hajtás áttételét az

$$i = \frac{n \text{ hajtó}}{n \text{ hajtott}}$$

összefüggés alapján számíthatjuk ki.

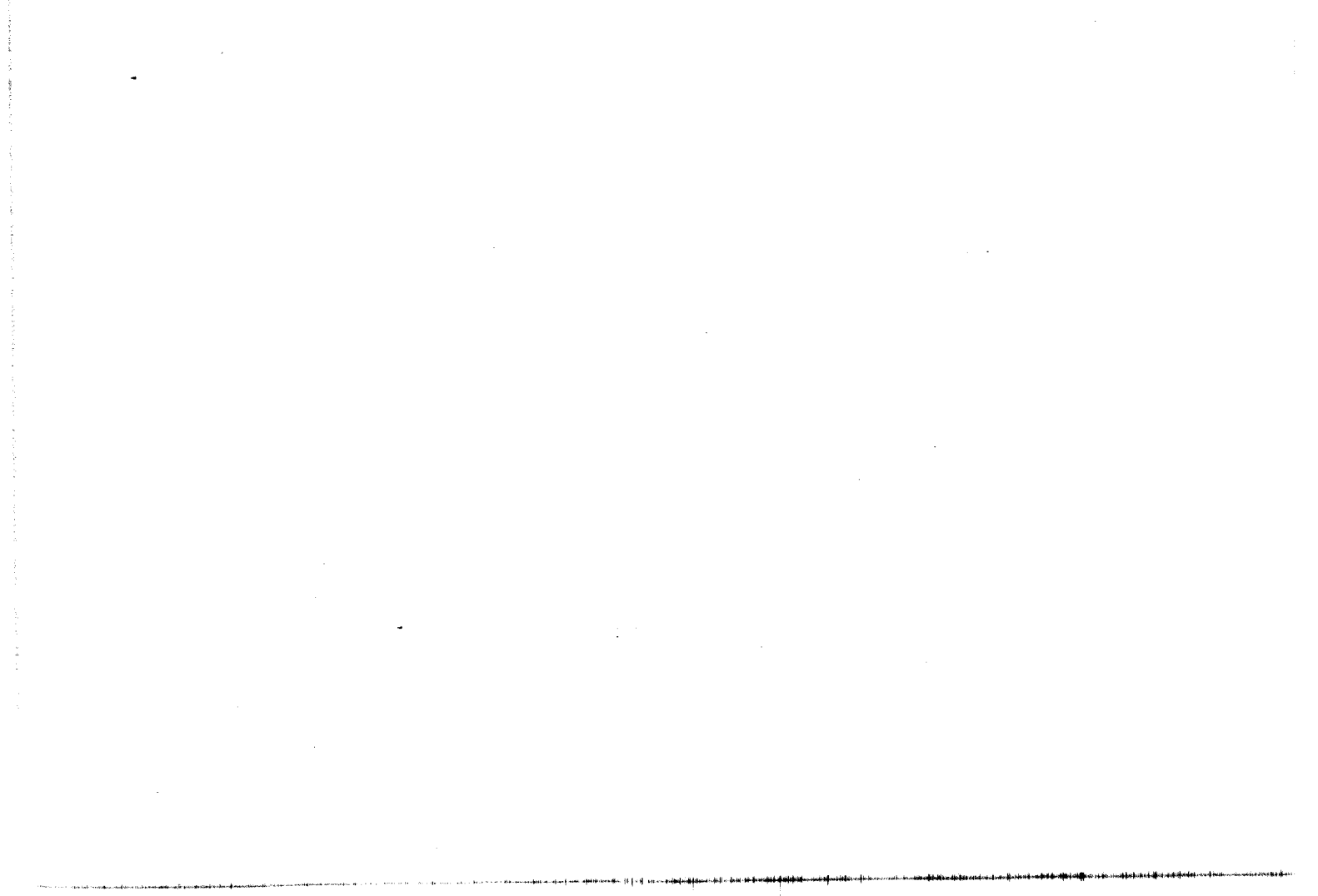
Ha $i > 1$, az áttétel lassító, ha $i < 1$, az áttétel gyorsító.

Az áttétel tényleges értéke - a fogastárcsák kiválasztása után:

$$i = \frac{z_{\text{hajtott}}}{z_{\text{hajtó}}},$$

ahol a z a fogastárcsa fogszámát jelenti.

A fogasszíjhajtás az utóbbi időben igen elterjedt. Leggyakoribb alkalmazási területei: irodagépek, filmvetítők, szállítószalagok könnyű anyagokhoz, fordulatszámológok, centrifugálszivattyúk, kompresszorok, gépjárművek stb.



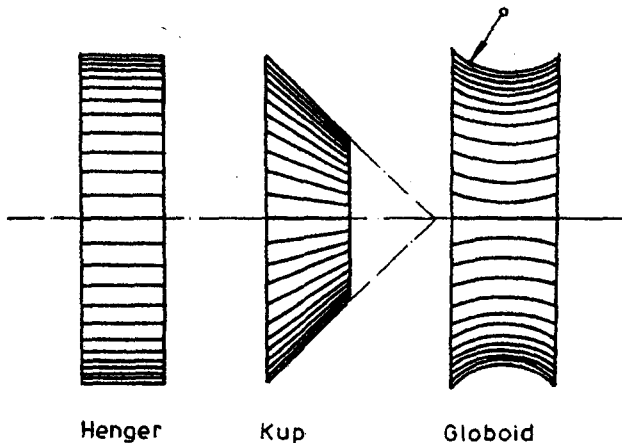
7. FOGASKEREKEK

7.1 Fogaskerekek csoportosítása

A fogaskerekek olyan gépelemek, melyek fogazatuk révén tengelyek közti kényszerkapcsolat megvalósításra alkalmasak úgy, hogy a fordulatszámot is módosíthatják közöttük. Egymáshoz közel levő tengelyek között vihetünk át velük nyomatékot, ill. teljesítményt. A kényszerkapcsolat miatt a két tengely közti áttétel szigorúan meghatározott.

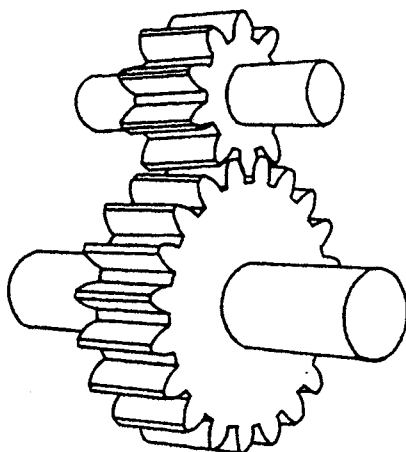
A fogaskerekeket alakjuk és fogazatuk, valamint tengelyük relatív helyzete szerint csoportosíthatjuk.

- a) Geometriai alakjuk szerint lehetnek:
 - hengeres,
 - kúpos,
 - globoid fogaskerekek.
- b) Fogazatuk szerint lehetnek:
 - egyenes,
 - ferde,
 - ívelt fogazatú fogaskerekek.
- c) A tengelyük relatív helyzete szerint
 - párhuzamos,
 - kitérő,
 - metsző tengelyű fogaskerék hajtások lehetnek.



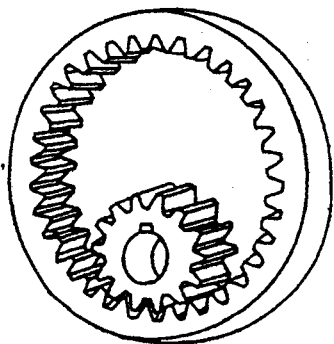
7.1 ábra

A 7.1 ábrán a fogazás előtti alakot mutatjuk be. Ez az ún. fogaskeréktest, amely mindig forgásfelület.



7.2 ábra

A 7.2 ábrán egyenes fogazatú, hengeres, külső fogazatú fogaskerékpárt láthatunk, párhuzamos tengelyelrendezéssel. A fogazás a tengelyével párhuzamosan készült, ezért a fogak a tengellyel párhuzamos alkotó mentén érintkeznek. A fogak emiatt tengelyirányú erő felvételére nem alkalmasak. A kapcsolódó fogaskerek forgásiránya ellentétes.

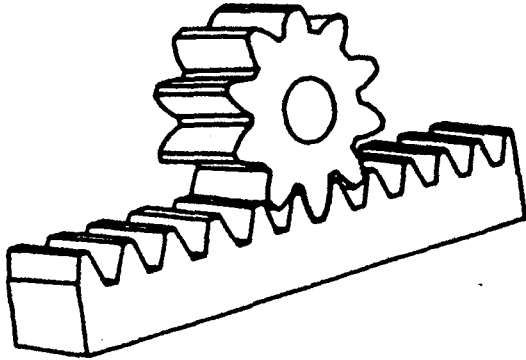


7.3 ábra

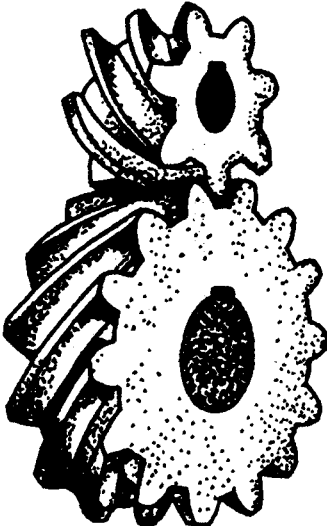
A 7.3 ábrán egy belső fogazatú fogaskerék-hajtást mutatunk be. A fogaskerék-hajtás egy belsőfogazatú és egy külsőfogazatú fogaskerekekből áll. A fogazat leggyakrabban egyenes, de alkalmazható ferde is. Ennél a hajtásnál a két kerék forgásiránya megegyező.

A hengeres fogaskerek fogasléccel is kapcsolódhatnak. Ez látható a 7.4 ábrán. A fogasléc egy végtelen sugarú, hengeres kerék egy részének is tekinthető. Egyenes fogazat esetén a fogasléc vele kapcsolódó fogaskerek tengelyére merőlegesen tud elmozdulni.

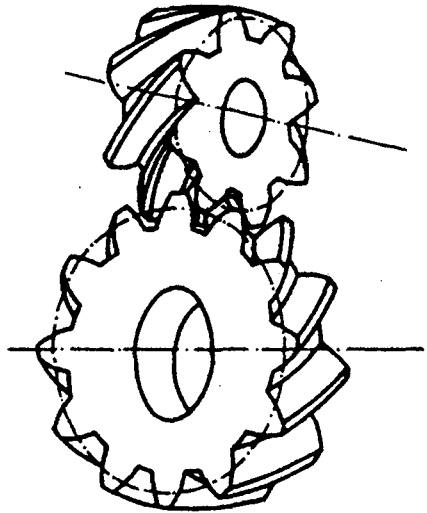
A ferdefogazatú fogaskerekeknél (7.5 ábra) a hengerpaláston elhelyezkedő fogak nem párhuzamosak a hengerhossztengelyével, hanem azzal szöveget zárnak be. A fogak itt is



7.4 ábra



7.5 ábra



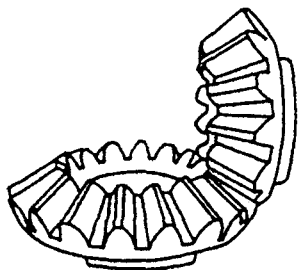
7.6 ábra

vonal mentén érintkeznek, de a kialakítás miatt már axiális, tengelyirányú erőt is átadnak. A kapcsolódó fogaskerék forgásiránya ellentétes. A ferde fogazat az egyenes fogazatnál nyugodtabb, csendesebb járást biztosít.

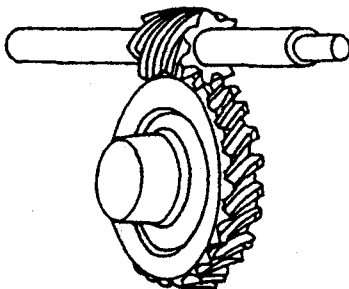
A csavarkerék (7.6 ábra) olyan hajtás, amely két ferdefogazatú hengeres kerékből áll, kitérő tengelyvonalakkal. A fogazat ferdesége a két kapcsolódó keréken különböző szögű és olyan értékű, hogy a tengelyek szögeltérése a meg-

kívánt legyen. A kapcsolódó fogak az előbbieket miatt pontban érintkeznek. A fogalkotók irányában jelentős csúszás lép fel.

A kúpfogaskerék (7.7 ábra) olyan fogaskerék, amelynek fogait kúpfelületen alakították ki. A kúpkerék egyenes, ferde és ívelt fogazatú is lehet. A forgómozgást egymást metsző tengelyek között közvetíti. A tengelyek közti hajlásszög leggyakrabban 90° .



7.7 ábra



7.8 ábra

A csigahajtás (7.8 ábra) egy hengeres vagy globoid csigából és egy csigakerékből áll. A csiga és csigakerék 90° -os kitérő tengelyű hajtást biztosít. A kapcsolódás - különösen a globoid csigánál - nagy felületen történik, ezért nagy terhelések átvételére alkalmas ez a megoldás. A nagyfelületű kapcsolódás miatt fellépő nagy súrlódás leontja a csigahajtás hatásfokát.

7.2 A fogaskerekek geometriája

Az előző részben leírtak szerint a fogaskerekek közti kényszerkapcsolat miatti áttétel - vagy más néven módosítás - felírható a hajtó- és a hajtott tengely szögsebességeinek hányadosaként és a fordulatszámuk hányadosaként is:

$$i = \frac{n_{\text{hajtó}}}{n_{\text{hajtott}}} = \frac{\omega_{\text{hajtó}}}{\omega_{\text{hajtott}}}$$

Ha a nagyobb fordulatszámú tengely hajt, az áttétel lassító, azaz $i > 1$. Fordított esetben gyorsító áttételről be-

szélünk, azaz $i < 1$. A fogakat, ill. a fogoldalakat úgy kell kialakítani, hogy az összekapcsolt tengelyek között ne legyen forgás közben szögsebesség-ingadozás. Ez azt is jelenti, hogy az áttétel állandó maradjon. Mivel a geometriai számításoknál nem fontos, hogy melyik a hajtó, ill. a hajtott kerék, bevezették a fogszámviszony fogalmát. A kis fogaskerék adatait 1-es index, a nagyét 2-es index jelöli. A fogszámokat z -vel jelölve a fogszámviszony:

$$u = \frac{z_2}{z_1}$$

A fogszámviszony tehát nem tesz különbséget a hajtó és hajtott kerék között. Összehasonlítva az áttétellel, a fogszámviszony minimális értéke 1-nél kisebb értékű nem lehet.

A fogaskerék geometriai alapfogalmai láthatók a 7.9 ábrán. Az ábrán jelölt osztókör kerületét felírhatjuk egyrészt a matematikában tanultakkal, másrészt az osztás (p) és a fogszám (z) szorzataként: $d\pi = z \cdot p$

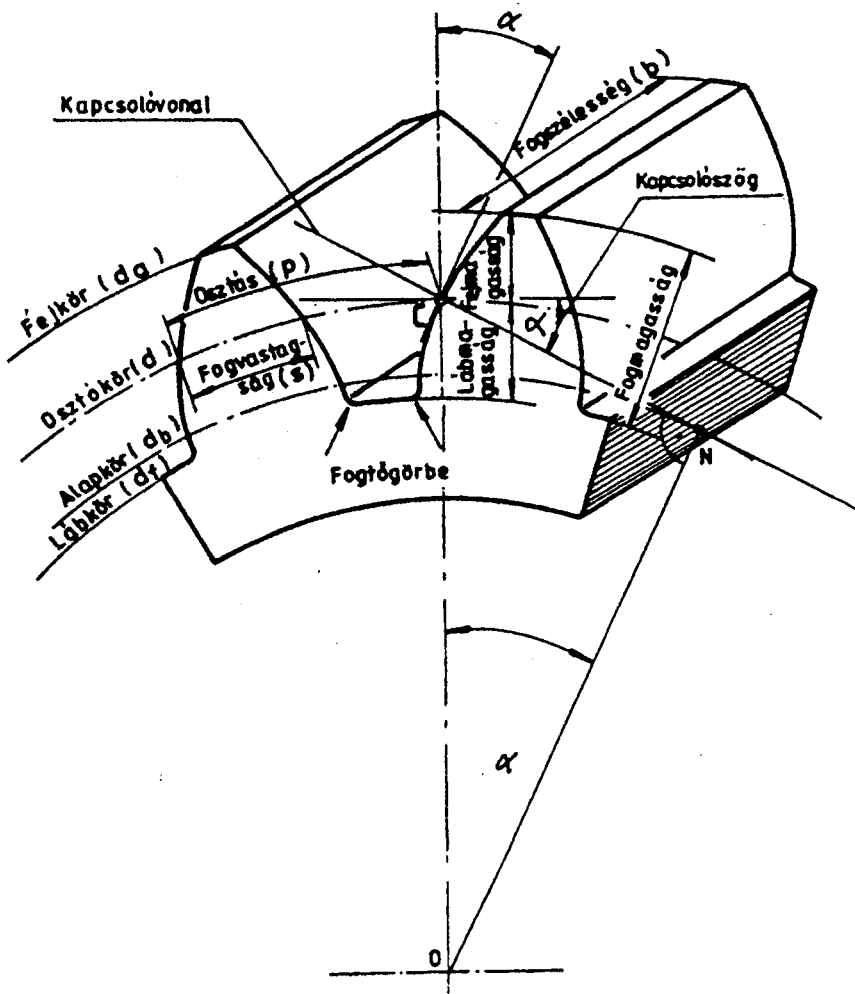
Ez alapján az osztókör átmérője: $d = z \cdot \frac{p}{\pi}$

A képletben lévő $\frac{p}{\pi}$ hányadost szabványosították és elnevezték modulnak (m). Ezt figyelembe véve a képlet így alakult: $d = m \cdot z$. Az osztás (p) pedig: $p = m \cdot \pi$

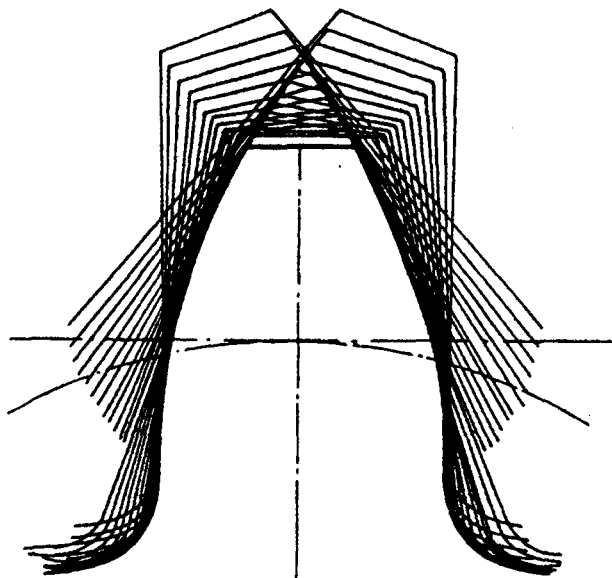
Általánosan elmondható, hogy az osztókör átmérőjét mindig úgy számoljuk ki, hogy a megfelelő modul szorozva a kerékhez tartozó fogszámmal. Az ábrán látható C pont - amit főpontnak nevezünk - a fogaskerek kapcsolódásánál kap szerepet. A fog alakja, a foggörbe körevolvens. Körevolvens az evolvens görbék egy speciális alakja. Származtatása: egy körön - az alapkörön - csúszásmentesen legördített egyenes minden pontja körevolvens írt le. A fogaskerék gyártásnál már nem ilyen egyszerű a helyzet. A legegyszerűbb megmunkáló szerszám forgácsolóéle egyenes, a megfelelő kialakítással, a megfelelő mozgással elérhető, hogy kialakítsa az evolvens fogoldalt. (7.10 ábra)

A 7.9 ábrán látható még a kapcsolóvonal. Fogaskerék kapcsolatnál a két fog a kapcsolóvonal mentén érintkezik egymással. A kapcsolóvonal átmegy a C főponton. Általában elmondható a kapcsolóvonalról, hogy a két kapcsolódó fogaskerék alapköreinek közös belső érintője és az N-nel jelölt pontban érinti az alapkört.

Az α -val jelzett kapcsolószög értéke általában 20° -os. Mivel az OC szakasz az osztókör sugárral (r) egyenlő, az OCN Δ segítségével meghatározható az ON szakasz, azaz az alapkör sugara (r_b):



7.9 ábra



7.10 ábra

$$\cos \alpha = \frac{r_b}{r} \text{ ebből}$$

$$r_b = r \cdot \cos \alpha$$

Az alapkör átmérője pedig: $d_b = d \cdot \cos \alpha$

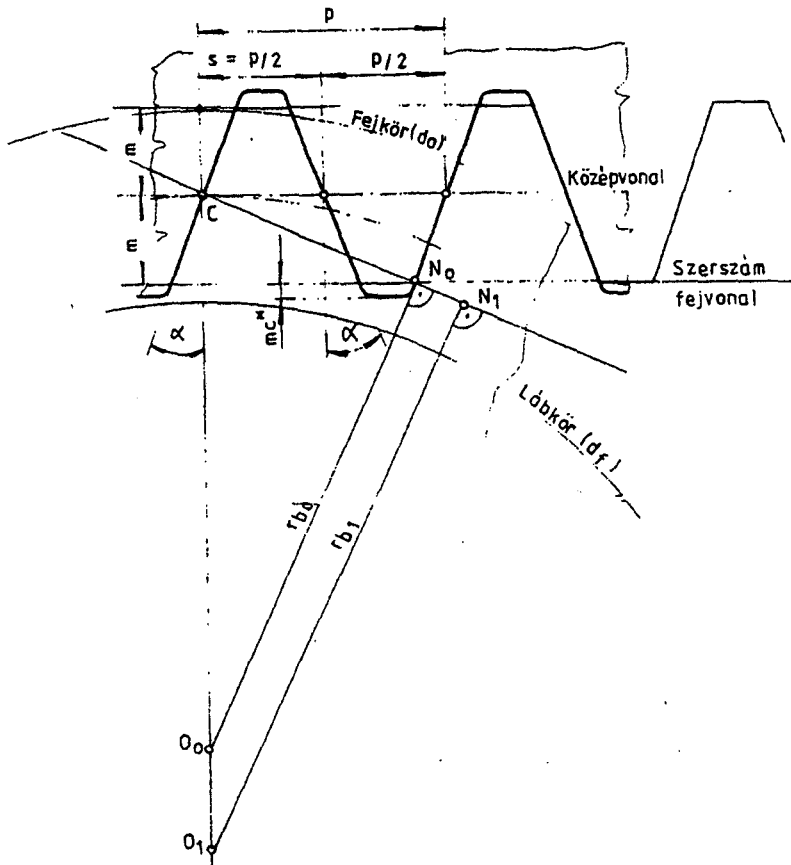
A fogaskerék geometriának egyik legfontosabb elemét határoztuk meg. Ennek segítségével az ún. alaposztás (p_b) is meghatározható, ami nem más mint a fogak egymástól való távolsága megfelelően mérve. Mivel az osztás itt sem más, mint a megfelelő kerület osztva a fogszámmal:

$$p_b = \frac{d_b \pi}{z} = \frac{\pi \cdot d \cdot \cos \alpha}{z} = \frac{\pi \cdot m \cdot z \cdot \cos \alpha}{z},$$

tehát

$$p_b = m \cdot \pi \cdot \cos \alpha$$

A fogaskerék geometriát szemléletesen tanulmányozhatjuk a 7.11 ábrán. Az ábra szerint a fogazószerszám - jelen esetben egy fogasléc - osztóvonala átmegy a C főponton,



7.11 ábra

azaz érinti a fogaskerék osztókörét. Látható még a fogasléc ún. alapprofilja is. Ezek után meghatározhatjuk a fogaskerék további méreteit is. A fejkör (d_a) meghatározása az alapprofil segítségével történik:

$$d_a = d + 2m$$

Ebből látható, hogy a fejkört nem a fogazószerszám alakítja ki, hanem előre meg kell munkálni a munkadarabot erre a méretre.

A lábkör (d_f):

$$d_f = d - 2m - 2mc^x$$

A lábkört viszont a szerszám alakítja ki.

Az ábrán látható osztóköri fogvastagság (s) az osztóköri osztás fele:

$$s = \frac{p}{2} = \frac{m\pi}{2}$$

Egy adott szerszámmal különböző fogszámú kereket lehet készíteni. Az ábra szerinti O_1 középpontú kerék fogszáma z_1 , az O_0 középpontú pedig z_0 . A hozzájuk tartozó alapkör sugarak: r_{b1} ill. r_{b0} . Az O_0 központú kerék határhelyzetet szemléltet. A levezetés mellőzésével a kerék fogszáma:

$$z_0 = \frac{z}{\sin^2 \alpha} \approx 17$$

A z_0 fogszámú fogaskereket határkeréknek nevezzük.

Mint az ábrából látható, fogasléc szerszámnál ez akkor fordul elő, ha a kapcsolóvonal és az alapkör érintkezési pontja (N_0) éppen a szerszám fejevonalán van. Ha csökkentenénk a fogszámot, azaz 17-nél kisebb kereket készítenénk a fogaskerekünk alámetszett lenne, ami káros.

Természetesen szükségünk lehet 17-nél kisebb fogszámú (z_1) kerékre is. Erre mutat megoldást a 7.12 ábra. Ahhoz, hogy a fejevonal újból az N_1 ponton menjen át, a fogasléc szerszámot a fogaskerék középpontjához képest kifelé kell állítanunk ($m \cdot x$) értékkel. Ebben az esetben pozitív szerszámalállításról beszélünk. Az x -t fajlagos szerszámalállításnak, vagy az 1 mm-es modulhoz tartozó szerszámalállításnak nevezik. Minimális értéke:

$$x_{\min} = \frac{z_0 - z_1}{z_0}$$

Ebben az esetben - mint az ábrán látható - megváltozik a lábkör és fejkör mérete is:

$$d_f = d - 2m - 2mc^x + 2mx$$

$$d_a = d + 2m + 2mx$$

A többi átmérő változatlan marad. Természetesen az alapkör is. Megváltozik viszont a fogaskerék osztókörén mért fogvastagság is.

$$s_1 = s + 2mx \cdot \tan \alpha = \frac{m\pi}{2} + 2mx \cdot \tan \alpha$$

Igy el tudjuk kerülni az alámetszést.

Természetesen ezek a méretek ellentétesen változnak ha ellenkező - negatív irányban - állítunk a szerszámon. Ekkor így alakulnak az összefüggések:

$$d_f = d - 2m - 2mc^x - 2mx$$

$$d_a = d + 2m - 2mx$$

$$s_1 = s - 2mx \tan \alpha = \frac{m\pi}{2} - 2mx \cdot \tan \alpha$$

Attól függően, hogy milyen szerszámállítással készítjük a fogaskerék párunkat, beszélünk:

- elemi
- kompenzált
- általános fogazatról.

7.3 Elemi fogazat

Elemi fogazatot akkor kapunk, ha a kapcsolódó fogaskerékpárokat szerszámállítással nélkül készítjük el. Az előzőekből következik, hogy alámetszés nélkül ilyen fogazatot csak 17 vagy ennél nagyobb fogszámok esetén készíthetünk. Az előzőekben leírt geometriai összefüggések használhatók itt is azzal a kiegészítéssel, hogy $x = 0$. Tehát nem kell külön megjegyezni a képleteket a különböző fogazatokra.

A két fogaskerék tengelytávolsága ebben az esetben, - mivel az osztókörök érintik egymást - a két osztókör sugár összege:

$$a = r_1 + r_2 \text{ behelyettesítve:}$$

$$a = \frac{m z_1}{2} + \frac{m z_2}{2} = m \frac{z_1 + z_2}{2}$$

Fontos alapösszefüggés még a két osztókör sugár viszonya:

$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{m z_2}{m z_1} = \frac{z_2}{z_1} = u$$

7.4 Kompenzált fogazat

Kompenzált fogazatról akkor beszélünk, ha mindkét fogaskereket szerszámelállítással készítjük úgy, hogy az osztóköri fogvastagságok (s_1 ; s_2) összege ne változzon meg, azaz kompenzáljuk a változásokat. Ezt úgy tudjuk elérni, hogy az egyik kereket - ez általában a kisebbik - pozitív, a másikat ugyanakkora, de negatív szerszámelállítással készítjük el. Azaz: $x_2 = -x_1$

Mint tudjuk, pozitív szerszámelállítással 17-nél kisebb fogszámú fogaskereket is lehet készíteni, így kompenzált fogazat esetén a kiskerék 17-nél kisebb fogszámú is lehet.

Alámetszés veszélye nélkül készíthető így a fogaskerékpár, ha

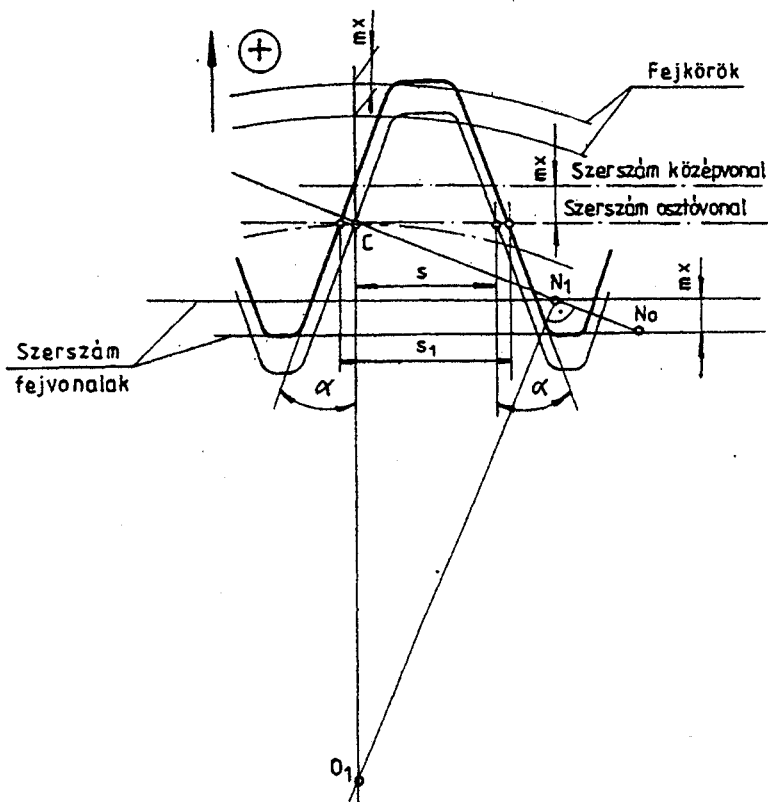
$$z_1 + z_2 \geq 2 \cdot z_0 = 34$$

Erre az esetre is érvényesek az előző fejezetben leírt, átmérőkre és fogvastagságokra vonatkozó összefüggések. Mivel kompenzáltuk, kiegyenlítettük az osztóköri fogvastagság változásokat, a tengelytávolság sem változott meg az elemihez képest.

A kompenzált fogazatot általában az alámetszés elkerülésére vagy az ún. relatív csúszás kiegyenlítése miatt használják.

7.5 Általános fogazat

Abban az esetben, ha nem kompenzáljuk a fogaskerékpárnál az osztóköri fogvastagság változásokat, azaz $x_2 \neq x_1$, általános fogazatot kapunk. Az osztóköri fogvastagságok összege nagyobb lesz, mint az elemi- és kompenzált fogazat esetén, emiatt a tengelytávolság is meg fog változni. A 7.12 ábrán látható, hogy a kapcsolóvonal nem az osztókörökön lévő C pontban metszi a függőlegest. Megváltozik a kapcsolószög. Ennek meghatározása:



7.12 ábra

$$a_w \cos \alpha_{w_t} = a \cdot \cos \alpha$$

Összefüggésből lehetséges, ha a_w -t ismerjük. Ennél a fogazatnál nem az osztó kör sugarak összege a tengelytáv, hanem az ún. gördülősugaraké (r_{w1} és r_{w2}), tehát:

$$a_w = r_{w1} + r_{w2}$$

Itt is érvényes az:

$$\frac{r_{w2}}{r_{w1}} = u \text{ összefüggése, tehát a}$$

megváltozott tengelytáv kifejezhető csak az egyik gördülősugaral, ill. átmérővel:

$$a_w = r_{w1} + u \cdot r_{w2} = r_{w1} (1+u)$$

$$a_w = \frac{r_{w2}}{u} + r_{w2} = r_{w2} \left(\frac{1}{u} + 1 \right) = r_{w2} \frac{1+u}{u}$$

Általános fogazat esetén természetesen a fogaskerek alapköre nem változik meg.

A fejköröket viszont kisebbre kell készítenünk a zavartalan hajlás miatt:

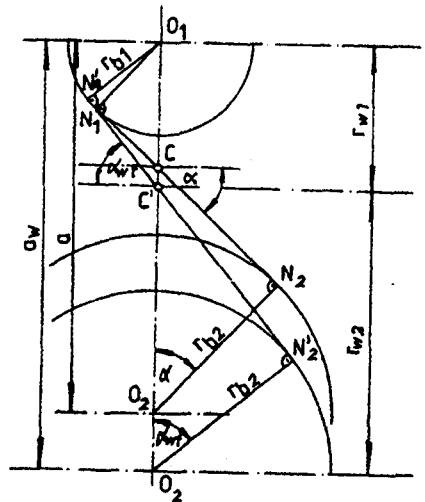
$$d_{a1} = d_1 + 2m + 2mx_1 - 2m(x-y)$$

ahol $x = x_1 + x_2$ és

$$y = \frac{a_w - a}{m} \text{ az ún. tengely-}$$

táv növekmény.

Az általános fogazat nagyon elterjedt. Elsősorban a gépjárműiparban használják és olyan helyeken, ahol meghatározott áttételt kell megvalósítani kötött tengelytávolság



7.13 ábra

esetén. Összefoglalva tekintsük át az egyes fogazatokra vonatkozó fontosabb összefüggéseket:

Osztókörátmérők:	$d_1 = m z_1$
	$d_2 = m z_2$
Fejkör átmérők:	$d_{a1} = d_1 + 2m + 2mx_1 - 2m(x-y)$
	$d_{a2} = d_2 + 2m + 2mx_2 - 2m(x-y)$
Lábkör átmérők:	$d_{f1} = d_1 - 2m - wmc^x + 2mx_1$
	$d_{f2} = d_2 - 2m - 2mc^x + 2mx_2$
Alapkör átmérők:	$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha$
	$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha$
Tengelytáv	$a_w = r_{w1} + r_{w2}$

7.6 Ferde fogazat

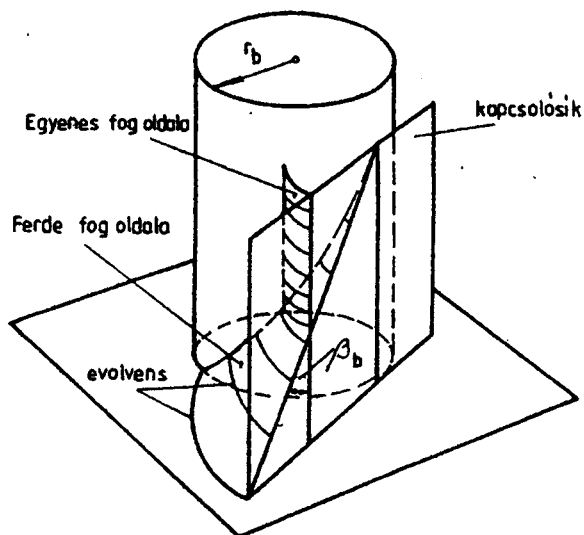
A ferde fogazat származtatását szemlélteti a 7.14 ábra. Látható az eltérés az egyenes fogazathoz képest.

Ferde fogazatú fogaskerék látható vonalasan a 7.15 ábrán. Az A-A metszetet homlokmetszetnek, a B-B-t pedig - mivel a fogirányra merőleges - normálmetszetnek nevezük. A fogaskerék homlokmetszetében mérhető - többek között - az átmérők és tengelytáv, normálmetszetben látszik a fogoldal evolvensnek. Itt a körök helyett hengerekről beszélünk. A fogaskerék méreteit hasonlóan határozzuk meg mint az egyenes fogazatét, csupán az osztóhengert és az osztóhengerrel kifejezetteket nem.

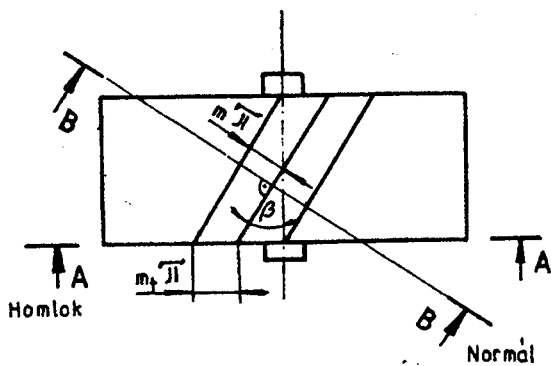
Az osztóhenger képlete is csupán abban változik, hogy az eddig használt normálmódul helyett homlokmetszeti modulal (m_t) számolunk:

$$d_1 = m_t \cdot z_1$$

$$d_2 = m_t \cdot z_2$$



7.14 ábra



7.15 ábra

A m_t az osztóhengeri fogferdeségtől (β) függ:

$$m_t = \frac{m}{\cos \beta}$$

Az alaphenger átmérő: $d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t$

ahol α_t a homlokmetzeti kapcsolószög.

Meghatározása $\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha}{\cos \beta}$ összefüggésből lehetséges.

Alakra nem változnak a többiek:

$$d_{a1} = d_1 + 2m$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m$$

$$d_{f1} = d_1 - 2m - 2mc^x$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m - 2mc^x$$

A tengelytáv meghatározásának elve sem változott:

$$a = r_1 + r_2 = \frac{m_t z_1}{2} + \frac{m_t z_2}{2} = m_t \frac{z_1 + z_2}{2}$$

$$a = \frac{m}{\cos \beta} \frac{z_1 + z_2}{2}$$

Megállapítható, hogy a tengelytáv az egyenes fogazathoz képest az osztóhengeri fogferdeségi szögtől függ. Ez azt jelenti, hogy a tengelytávolságot változtatni tudjuk a szög változtatásával. Természetesen az egyenes fogazathoz képest csak növelni lehet. Előnye a ferdefogazatnak - többek között -, hogy kisebb fogszámú kereket lehet alámetszés nélkül készíteni az egyenes fogazathoz képest.

A határkerék fogszáma:

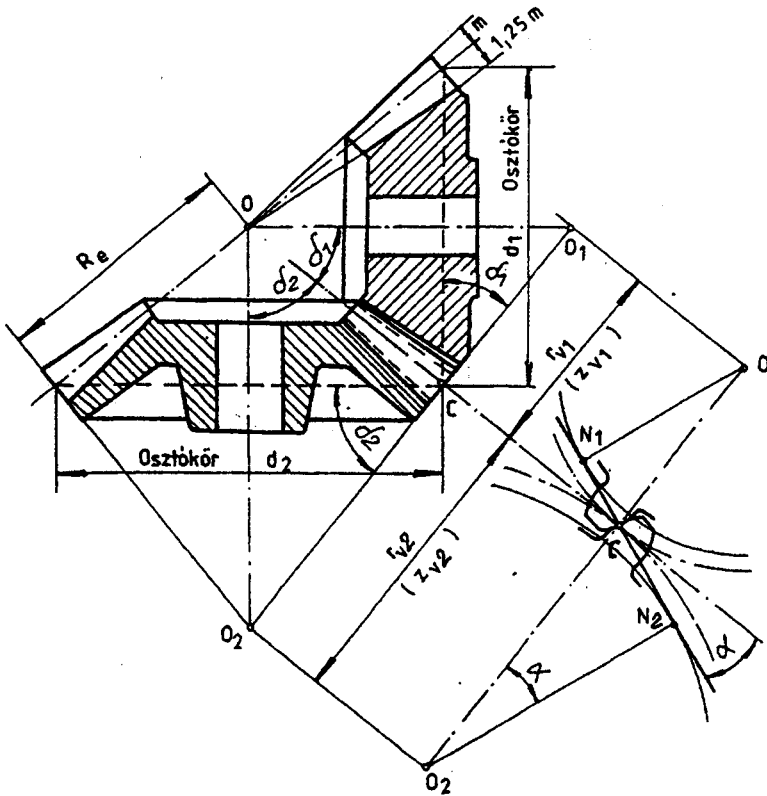
$$z_f = \frac{2 \cdot \cos \beta}{\sin^2 \alpha_t}$$

Előnye még a zajtalanabb járás és a kötetlen tengelytávolság. Megjegyzendő, hogy a fogferdeség akkor nem okoz különösebb gondot a beépítésnél, ha 10° és 30° között van a β értéke.

7.7 Kúpfogaskerekek

Közös síkban lévő, egymást metsző tengelyek között a forgómozgást kúpkerékajtással valósíthatjuk meg. Ebben a részben csupán azokkal az esetekkel foglalkoznak, amikor a kúpkerékek tengelyei 90° -os szöget zárnak be egymással. (7.16 ábra). A kúpkerékek kúpfelületén, az ún. osztókúpok felületén gördülnek egymáson. Az osztókúpok félkúpszögei a δ_1 és δ_2 . Mivel a tengelyek merőlegesek egymásra:

$$\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$$



7.16 ábra

Az osztókúpok legnagyobb parallel körei az osztókörök (d_1 és d_2), amelyek a C főpontban érintkeznek egymással. Közös alkotójuk hossza: $R_e = OC$. Az osztókörök átmérőit a már ismert módon határozhatjuk meg:

$$d_1 = m \cdot z_1$$

$$d_2 = m \cdot z_2$$

A 7.16 ábra alapján belátható, hogy a

$$\tan \delta_2 = \frac{d_2/2}{d_1/2} = \frac{m \cdot z_2}{m \cdot z_1} = \frac{z_2}{z_1} = u$$

Tehát a fogszámviszony ismeretében meghatározható a nagykerék félkúpszöge. Mivel a két szög összege 90° -ig a másik félkúpszög:

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$$

A kúpogaskerék fogfelületének legördülése is visszavezethető hengeres fogaskerékpár legördülésére. A helyettesítő hengeres fogaskerekek középpontja O_1 és O_2 , osztókör sugara r_{v1} és r_{v2} , amit a 7.16 ábra beforgatott része szemléltet és segédosztókörnék nevezünk. Ezek után egyszerűen ellenőrizhetjük a kúpogaskereket alámetszés szempontjából. Az előző fejezetekből ismerjük a hengeres fogaskerekekre meghatározott határkerék fogszámot. Egyenes fogazat és 20° -os, kapcsolószög esetén $z = 17$. Meg kell határoznunk a helyettesítő hengeres kerék fogszámait - természetesen elég a kiskerékét - és összehasonlítva a 17-tel, eldönthető, hogy a kúpogaskerék alámetszett lesz-e. Az ábra alapján a segédosztókörnék sugarai meghatározhatók egyrészt

$$r_{v1} = \frac{r_1}{\cos \delta_1} = \frac{m \cdot z_1}{2 \cos \delta_1}$$

$$r_{v2} = \frac{r_2}{\cos \delta_2} = \frac{m \cdot z_2}{2 \cos \delta_2}$$

másrészt a modul és a hozzátartozó fogszámok segítségével:

$$r_{v1} = \frac{1}{2} m \cdot z_{v1}$$

$$r_{v2} = \frac{1}{2} m \cdot z_{v2}$$

A z_{v1} és z_{v2} fogszámokat kiegészítő fogszámoknak nevezzük. Behelyettesítve a kisebb kúpkerék kiegészítő fogszáma:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$$

Ezek alapján elemi fogazatot használva, a kúpfogaskerék alámetszett lesz, ha $z_{v1} < 17$.

Mivel a z_{v1} mindig nagyobb mint a z_1 , a kúpfogaskerék kevésbé hajlamos az alámetszésre mint az elemi egyenes fogaskerék.

A kúpfogaskerék a fogazat iránya alapján:

- egyenes
- ferde
- ívelt fogazatú lehet.

A nemzetközi gyakorlatban az ívelt fogazásnál használják a körív (Gleason), az epiciklois (Fiat, Oerlikon és Klingelnberg) és az evolvens (Klingelnberg) ívű kúpfogaskerekeket. Ezek a gyárak egyéni számítási rendszert dolgoztak ki a saját gyártmányaikhoz. Jelöléseik még az azonos fogalmakra is eltérhetnek egymástól. A gyakorlat szempontjából az ívelt fogazatú kúpfogaskerékpárok mindig egyedi fogazásúak.

Ezeket a kúpfogaskerekeket főleg autók, vontatók differenciál tányérkerekeinél használják. Előnyük a zajtalanabb járás és a nagy áttétel, ami a viszonylag kis fogszámmal készíthető kerék miatt könnyebben megvalósítható.

7.8 Fogaskerekek szilárdsági méretezéséről

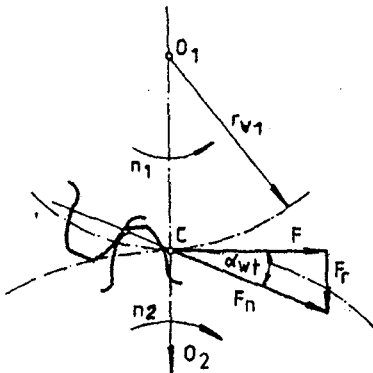
Az előző fejezetekben a különböző fogaskerekek geometriai méretezését tekintettük át. Ismertnek tekintettük a modul és a tengelytávolságot is. A szilárdsági méretezés alapján számíthatjuk ki a minimálisan szükséges modul és tengelytávolság értékeit. A szilárdsági méretezés összetett feladat, a fogaskerék mechanikai igénybevétele alapján végezhető el. A fogaskerékpárral átvihető nyomaték

$$T_1 = \frac{P}{\omega_1} = \frac{P}{2\pi \cdot n_1} \quad \text{és a}$$

$$T_2 = \frac{P}{\omega_2} = \frac{P}{2\pi \cdot n_2}$$

összefüggések segítségével határozható meg. A gördülő-
körökön ébredő kerületi erő:

$$F = \frac{T_1}{r_{w1}} = \frac{T_2}{r_{w2}}$$



7.17 ábra

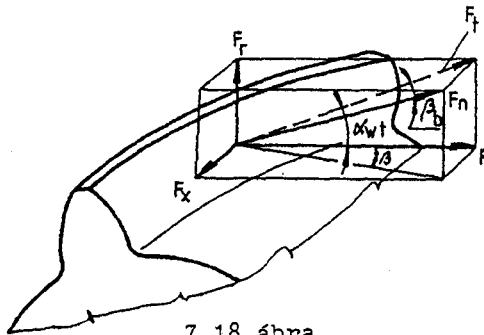
A fogaskerekék közti erő-
hatás azonban a kapcsolóvonal-
mentén adódik át, mint normál-
fogóerő (F_n) a kerületi erő
ennek az egyik összetevője
(7.17 ábra). A másik összetevő
a radiális (F_r) erő. A két
összetevő kifejezhető a kerü-
leti erővel:

$$F_n = \frac{F}{\cos \alpha_{wt}}$$

$$F_r = F \cdot \tan \alpha_{wt}$$

A ferdefogazathnál fellépő
bonyolultabb erőhatásokat szemlélteti a 7.18 ábra. Az itt
fellépő térbeli normálerőt (F_n), három összetevőre kell
felbontanunk. Az egyik az előzőekben megismert kerületi erő
(F). A radiális összetevő az

$$F_r = F \cdot \tan \alpha_{wt},$$



7.18 ábra

az axiális az

$$F_x = F \cdot \tan \beta$$

összefüggésekkel határozható meg.

Ezek az erőhatások a kapcsolódás folyamán változnak, a fogfelületek csúsznak egymáson. A fogak emiatt a következő károsodást szenvedhetnek:

- az érintkezésnél nagy felületi nyomás miatt a fogfelület kigödrösödhet (pitting)
- a fogra ható hajlító igénybevétel miatt a fog letörhet
- a csúszás felületi hőhatást és feszültségeket okoz, emiatt berágódás következhet be.

A fentiak alapján végzik a fogaskerékpár szilárdsági méretezését, amelynek lényege a következő:

1. A felületi nyomás alapján meg lehet határozni a minimális tengelytávolságot.
2. A fogtőben ébredő igénybevétel (hajlítás) alapján pedig a minimális modul értékét határozzák meg.
3. A berágódás elkerülésére ellenőrizni kell a helyi hőmérséklet-növekedést, ami nem lépheti túl a megengedett értéket.

Tulajdonképpen csak ezek után végezhetjük el a fogaskerékpár geometriai méretezését.

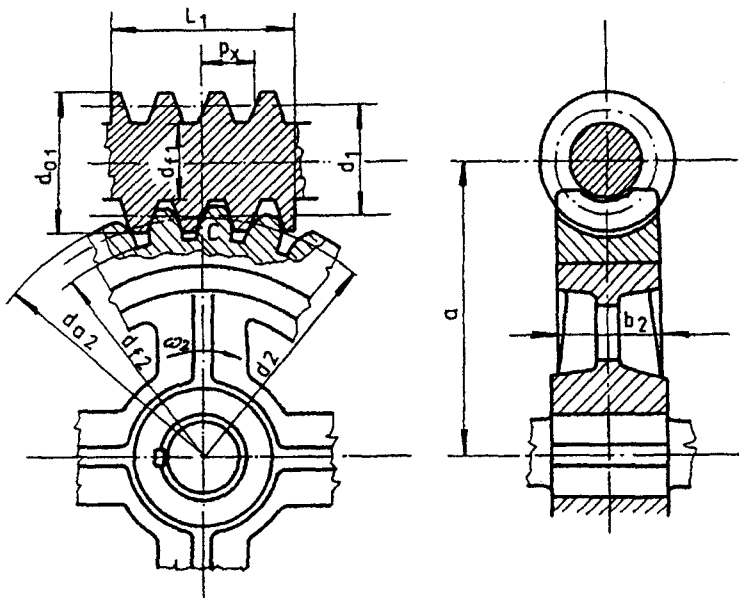
7.9 Csigahajtás

Az egymásra merőleges, kitérő tengelyek közötti forgás, ill. nyomaték átadás csiga-csigakerék szerkezettel valósítható meg. A csiga tulajdonképpen menetes orsó, amelynek hosszmetszete az ábrán fogasléc. Készülhet egy vagy több bekezdéssel. Jellemző méretei a modullal vannak kifejezve. A csigakerék ferde fogazatú fogaskerekhez hasonló. Geometriai méreteiket éppen ezért a fogaskerekeknél leírtak alapján számíthatjuk ki.

Csigahajtást szemléltet a 7.19 ábra. Új fogalmat vezettek be és értékeit szabványosították, az ún. átmérőhányadost:

$$q = \frac{d_1}{m}$$

Ez alapján a csiga osztóhenger átmérője:



7.19 ábra

$$d_1 = m \cdot q$$

Látható, hogy annyiban tér el a fogaskeréknél leírtaktól, hogy z_1 helyett q szerepel. Csigánál z_1 jelöli a menet bekezdések számát és a csigahajtás áttételét határozhatjuk meg vele:

$$i = \frac{z_2}{z_1}$$

A fejhenger átmérője:

$$d_{a1} = d_1 + 2m$$

A lábenger átmérője:

$$d_{f1} = d_1 - 2m - 2mc^x$$

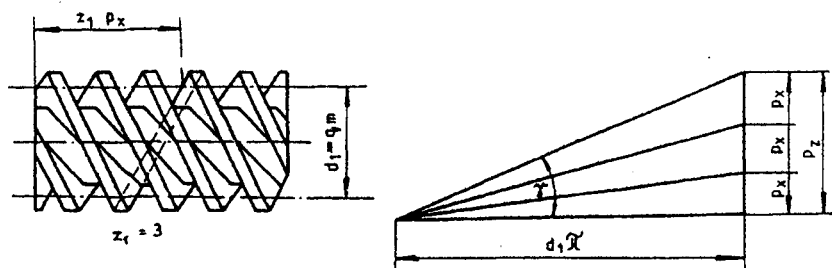
A c^x szokásos értéke 0,2.

Lényeges méret még a csiga hossza (L_1). Hőkezelt csiga esetén 6 menetre van szükség, tehát

$$L_1 = 6 \cdot p_x = 6 \pi \cdot m \approx 19 \text{ m}$$

Nem hőkezelt esetben 5 is elég, tehát

$$L_1 = 5 \cdot p_x = 5 \cdot m \cdot \pi \approx 16 \text{ m}$$



7.20 ábra

A 7.20 ábrán háromkezdésű csiga látható. Osztóhengeri menetemelkedési szöge:

$$\tan \gamma = \frac{z_1 \cdot p_x}{d_1 \pi} = \frac{z_1 \cdot m \pi}{q \cdot m \cdot \pi} = \frac{z_1}{q}$$

Összefüggésből számítható ($p_z = z_1 \cdot p_x$, a menetemelkedés). A csigakerék geometriai méreteit is a fogaskerekeknél leírtak alapján határozhatjuk meg. Csigahajtásnál az osztókör:

$$d_2 = m \cdot z_2$$

$$\text{A lábkör átmérője: } d_{f2} = d_2 - 2m - 2m c^x + 2m x_2$$

$$\text{A felkör átmérője: } d_{a2} = d_2 + 2m + 2m x_2$$

A csigahajtás tengelytávja elemi fogazat esetén

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = m \frac{q + z_2}{m}$$

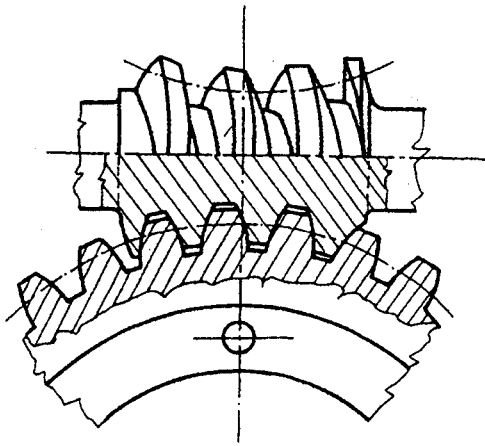
A fenti összefüggésekből látható, hogy szerszámelállítással csak a csigakerék gyártható. Az így készült hajtás tengelytávja viszont változik:

$$a_w = a \pm mx_2$$

Ezzel belátható, hogy a tengelytávolság bármilyen előírt értékű lehet.

Csigahajtásnál fontos még az önzárás lehetősége. Hasonlóan a csavarmenetekhez, itt is a $\rho' > \rho$ feltételeknek kell teljesülnie.

Nagy terhelések, nyomatékok átadására szolgál a 7.21 ábrán látható globoid csigahajtás.



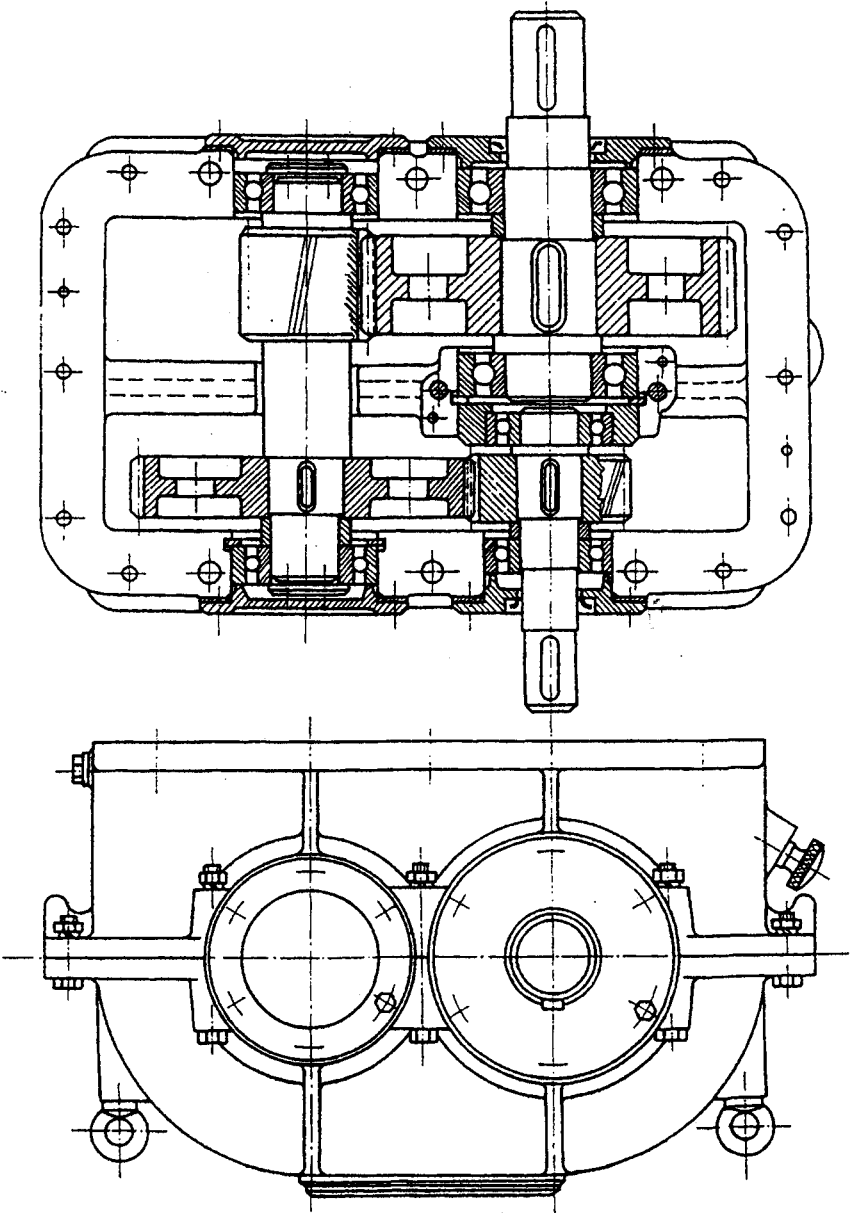
7.21 ábra

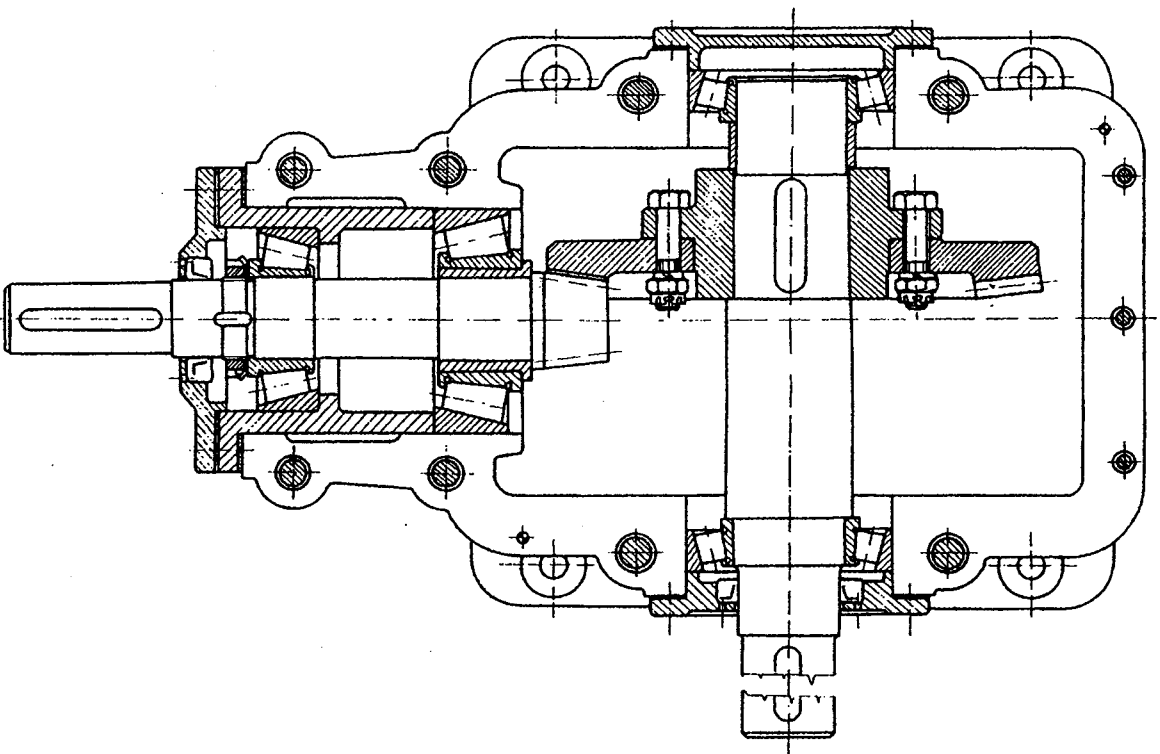
7.10 Hajtóművek

7.101 Fogaskerék hajtóművek

A fogaskerék-hajtás egyrészt lehet egy gép szerves része, de lehet önálló gépegység is. Egységes fogalmazás szerint azokat a kizárólag fordulatszám, forgásirány, nyomaték vagy ezek valamilyen kombinációjának fogaskerekekkel történő megváltoztatására alkalmas, zárt szerkezeteket fo-

7.22 ábra





7.23 ábra

gaskerék-hajtóműveknek nevezzük. Még fontos követelmény, hogy a gépegységről leválasztva is alkalmasak maradjanak a nyomaték átadására. A továbbiakban csak az áthajtóművekkel - melyek áttétele állandó - foglalkozunk. Az áthajtómű áttétele a be- és kimenő tengely fordulatszámának hányadosa. Ha az áttétel nagyobb 1-nél lassításról, ellenkező esetben gyorsításról beszélünk. A lassítást megvalósító hajtóműveket reduktornak, a gyorsítást megvalósítókat multiplikatornak is nevezik.

A hajtóművek-, attól függően, hogy hány fogaskerék-pár kapcsolat van a szerkezetben - lehetnek egy-, két- vagy három lépcsősek. Egy ún. lépcső áttétele maximuma 6. A 7.22 ábrán egy kétlépcsős, ferdefogazatú hajtómű látható. A hajtóműház öntöttvas és a vízszintes síkban osztottan készült. A ferde fogazat miatt a csapáglyákat úgy kell kiválasztani, hogy a keletkező tengelyirányú erőket is fel tudják venni. A be- és kimenő tengely rugós tömítőgyűrűvel van ellátva az olajkifolyás megakadályozása miatt. A hajtóműház tetején látható az ún. kémlelőnyílás, bal oldalán az olajszint ellenőrző szerkezet, jobb oldalán a lehető legalsóbb szinten pedig az olajleeresztő csavar. Ezeket kívül látható még a gyűrűscsavar, ami a hajtómű emelését segíti elő.

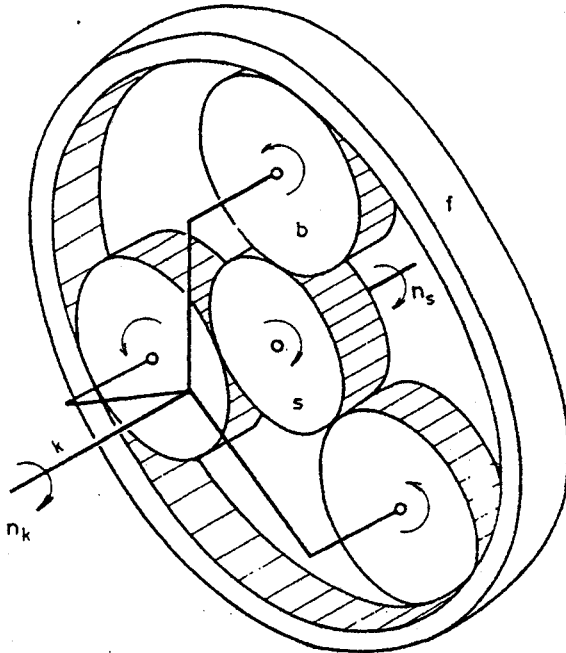
A 7.23 ábrán egy egylépcsős, kúpkerék-hajtómű látható. Jellemző az ilyen típusú hajtóművekre, hogy a két tengely 90°-ot zár be egymással. Különbség az előzőhöz képest, hogy a fellépő nagy tengelyirányú erők miatt a csapágyazást kúpörgős csapágyakkal oldották meg. Ezen kívül a nagy kúpkerék - a méretei miatt - különálló koszorúval, a kisebbik pedig ún. nyeleskerék, tehát a tengely és a fogazat egy darabból készült.

A fogaskerék hajtóművek egyik speciális csoportja az ún. bolygókerékes-hajtóművek. A bolygókerékes-hajtóművek kinematikai szempontból sokféle működésűek lehetnek, attól függően, hogy a szerkezeti elemei közül melyik nem forog. A 7.24 ábra a lehető legegyszerűbb mozgásláncolatú szerkezetet mutat be a főbb szerkezeti elemeinek egyszerűsített ábrázolásával. Az n_2 fordulatszámú forgó ún. napkerék

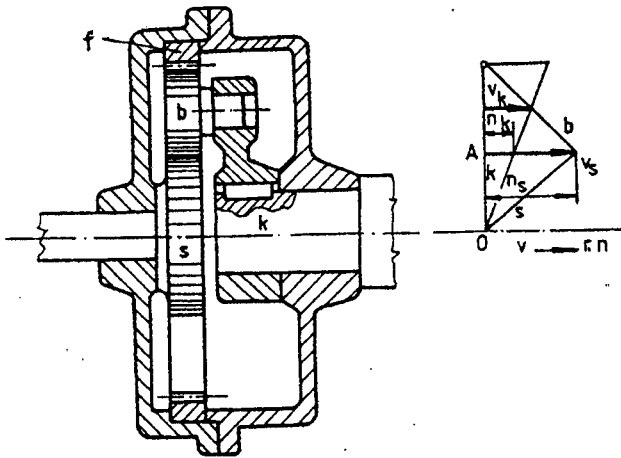
forgatja a bolygókerékeket (b). A bolygókerékek az álló gyűrűkeréken (f) legördülnek és forgatják, magukkal viszik a forgattyút (k). Így csökkenti ez a szerkezet a fordulatszámot. Egy lépcsővel gyakorlatilag 12-es áttétel valósítható meg. A 7.25 ábrán a bolygómű főmetszetének sémája látható a megfelelő betűjelekkel.

A bolygómű megfelelő kialakításával nemcsak az áttétel, hanem a forgásirány is változtatható.

Ezeket a szerkezeteket a gépjárművek sebességváltóiban - tekintettel az elterjedt automata sebességváltókra -, valamint a differenciálmű szerkezeteiben használják.



7.24 ábra



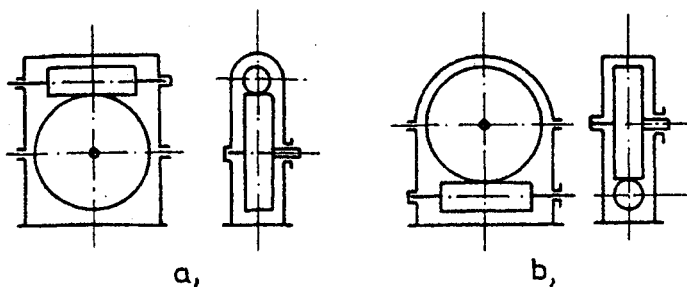
7.25 ábra

7.102 Csigahajtóművek

A csigahajtóműveket elsősorban olyan helyeken alkalmazták, ahol nagy áttételt kell megvalósítani viszonylag kicsi helyszükséglet mellett. Alkalmazzák olyan helyeken is, ahol önzáró hajtást kell megvalósítani.

A csigahajtás két lényeges elemének - a csiga és a csigakerék - elrendezése a következő lehet:

- felsőcsigás hajtómű (7.26.a ábra), amelynek a csigatengelye a csigakerék fölött van elhelyezve és mindkét tengely vízszintes síkban fekszik.



7.26 ábra

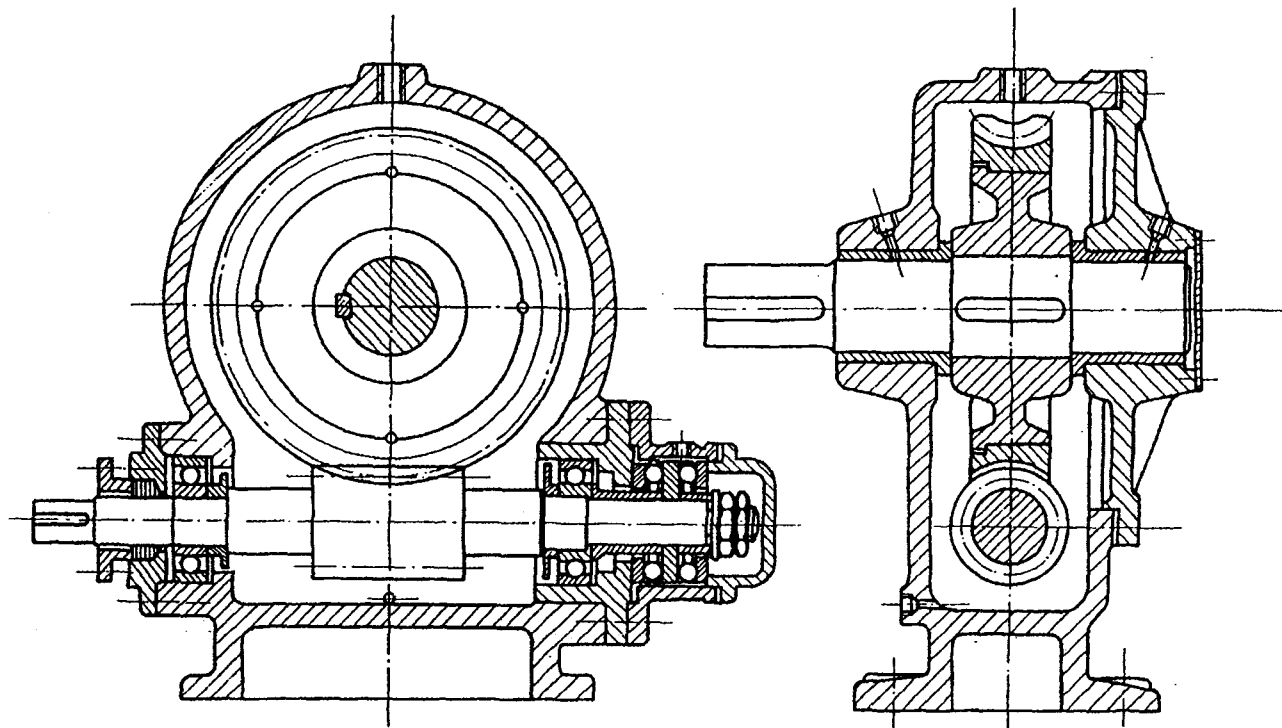
- alsócsigás hajtómű (7.26.b ábra) amelyben a csiga a csigakerék alatt van elhelyezve és mindkét tengely szintén vízszintes síkban fekszik

- álló csigás hajtómű, amelyben a csiga tengelye a függőleges, a csigakeréke pedig a vízszintes síkban fekszik.

- Függőleges hajtómű, amelyben a csigatengely vízszintes, a csigakeréké függőleges síkban fekszik. Az ilyen típust keverő hajtóműnek is nevezik.

A hajtómű lehet bal és jobb hajtású. Balhajtásról akkor beszélünk, ha a csigatengely bemenő vége felől nézve a kimenő tengely a bal oldalra esik, jobb hajtású ha jobbra esik. A forgásirányt is mindig meg kell adni azzal a megjelöléssel, hogy a bemenő, vagy a kimenő tengelyéről van szó. A hajtómű fordulati irányát tervezéskor úgy célszerű megállapítani, hogy a csiga jobb menetemelkedésű legyen.

A kenés és hűtés szempontjából kedvező kialakítás az alsó csigás hajtómű (7.27 ábra), mivel a csiga menetei a ház alsó részét kitöltő kenőolajba merülnek. Így megoldott a csapágyak kenése is. A csiga tengelyét megfelelő tömítéssel kell ellátni. A csiga tengelyének tengelyirányú (axiális) terhelése lényegesen nagyobb mint a radiális. Az axiális terhelés felvétele az ábrán is látható gördülőcsapágyakkal történik. A csigakerék tengelye siklócsapágyazású.



7.27 ábra

A felsőcsigás hajtásnál a kenés úgy történik, hogy a kerék alul a kenőolajba merül és felviszi azt a működő felületeken. Ezekben az esetekben a hűtés nem olyan kedvező mint az alsócsigás kivitelnél.

7.11 Különleges hajtóművek

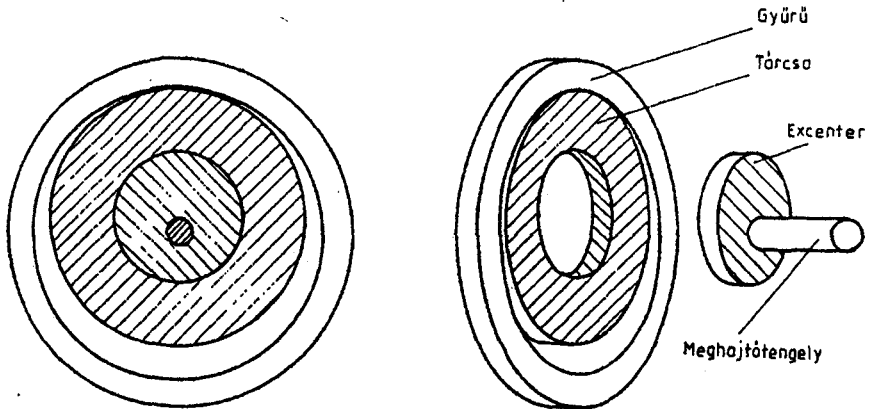
A technikai fejlődés szükségessé tette a gépiparban is az előrelépést. A hajtóművekkel szemben támasztott egyre nagyobb követelmények miatt korszerűbb hajtóműveket is kell alkalmaznunk. Ezek közé tartozik az ún. CYCLO-hajtómű és az ún. fogaskerék-hullámhajtómű.

Ezeket a hajtóműveket egyaránt alkalmazzák a műszeriparban és a nagyteljesítményű berendezésekben.

Összehasonlítva a másfajta, ún. hagyományos hajtóművekkel, többek között a következő előnyökkel rendelkeznek:

- kisebb főméretek
- kisebb tömeg
- jobb hatásfok
- kedvezőbb üzemeltetési jellemzők.

A hajtás elve hasonló a bolygókerékes hajtóművekhez. Lényege, hogy egy excenter segítségével tárcsát hajtunk meg, amely egy álló, zárt gyűrűn csúszásmentesen leforgó. Ezt szemlélteti a 7.28 ábra.

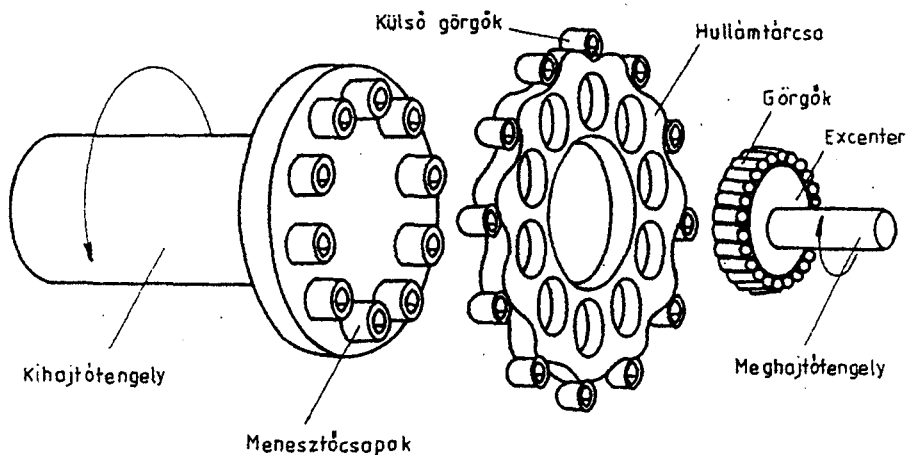


7.28 ábra

Leggyakrabban a különböző gépek nagy nyomatékú és nagy áttételű hajtásláncaiban alkalmazzák. Így ezek a hajtóművek jól alkalmazhatók többsebességű meghajtásokban, többmotoros és többdobos emelőművekben differenciálmechanizmusként, törő- és aprítógépek, forgókemencék, konvektorok segéd- és indító hajtóműveiben, árokásó és útépítő gépek sebességváltóiban, erőátviteli szerkezeteiben. De ugyancsak alkalmazhatók a hatalmas parabola antennák forgatásához is.

7.111 CYCLO-hajtóművek

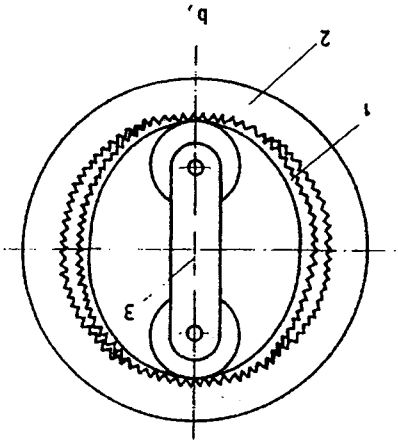
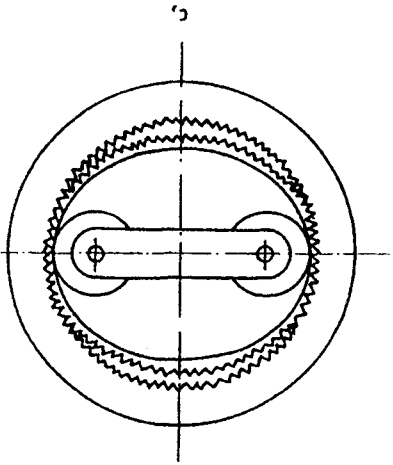
A hajtómű működési elvét Lorenz Braren német mérnök az 1920-as években szabadalmaztatta, majd 1931-ben Münchenben el is kezdte a sorozatgyártást.



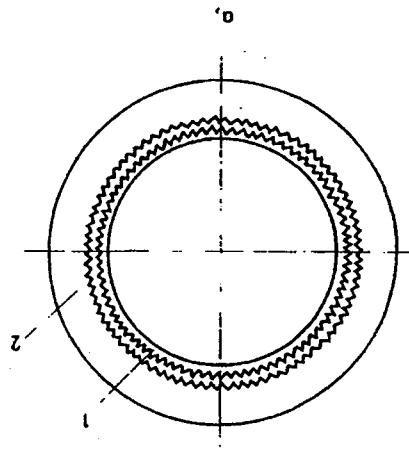
7.29 ábra

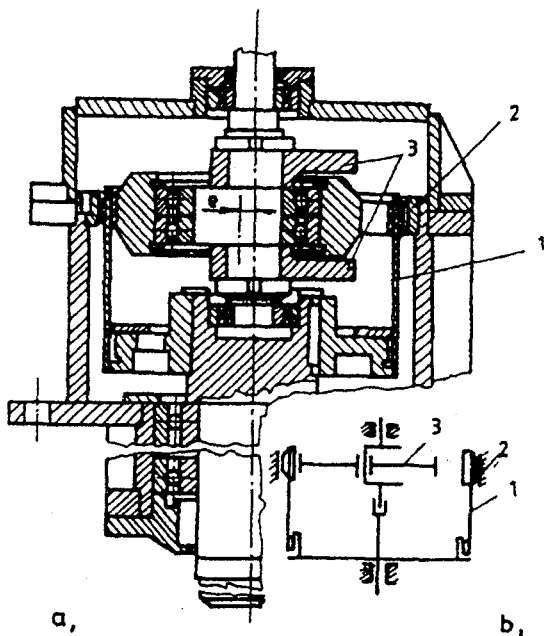
Az ő szabadalmában a csúszásmentes gördülést az biztosítja, hogy a tárcsa - a 7.29 ábrán a hullámtárcsa a neve - külső kontúrja zárt ciklois görbe, a gyűrűben pedig megfelelő számú csapok - menesztőcsapok - található. A lehetséges legnagyobb áttétel eléréséhez az szükséges, hogy egyel több menesztőcsap legyen, mint a hullám a tárcsán. Kétfokozatú hajtás esetén maximum 7569, háromfokozatúnál 658503 a maximális áttétel. Természetesen készülhet ennél több fokozatú hajtás is és így elérhető a 10 milliárdos maximális áttétel is ezzel a hajtóművel.

A gyártómű garantálja 87-es áttételig a 98%-os hatásfokot. Az átvihető teljesítmény 30 W-tól 200 kW-ig változhat.



7.30 ábra





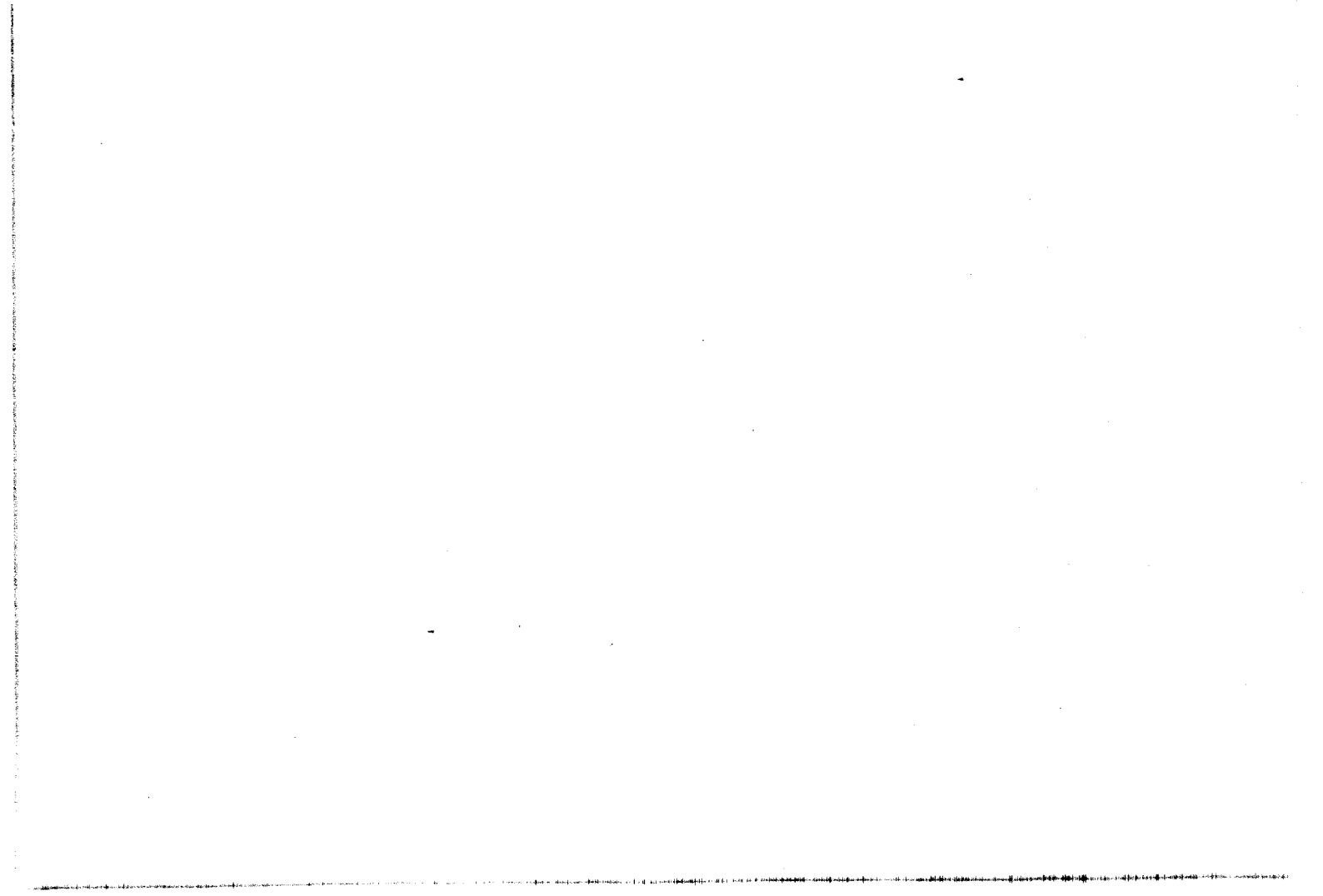
7.31 ábra

Egy teljes meghajtótengely fordulatra a hullámtárcsa csak egy osztással fordul el, természetesen ellentétes irányban, tehát az áttételt a hullámok szám határozza meg. Egyfokozatú hajtómű esetén az áttétel 11 és 87 között oldható meg.

7.112 Fogaskerék-hullámhajtóművek

Ezt a hajtómű fajtát C. W. Musser amerikai mérnök szabadalmaztatta 1959-ben. Lényeges különbség az előzőhöz képest, hogy az ott alkalmazott hullámtárcsát és a csapokat itt fogaskerék-hajtás helyettesíti. Ezt szemlélteti a 7.30 ábra. Főbb szerkezeti elemei a rugalmas kerék (1) a hullámgenerátor (3) és a belsőfogazatú merev kerék (2). Az ábrán tulajdonképpen egy ún. kéthullámú hajtómű látható.

A szovjet gépiparban 1976-ban kezdődött meg a hajtómű sorozatgyártása. Szovjet gyártmányú a 7.31 ábrán látható, ún. egyhullámú hajtómű is. A szerkezeti kialakítás mellett a hajtómű kinematikai ábrája is szemléltetve van. A hullámhajtóműveket elsősorban 80-nál nagyobb áttételű hajtás esetén célszerű csak használni. Egy fokozatban 350-400-as áttétel is megvalósítható. A hatásfoka ebben az esetben, üzemmódtól függően 85-90%-os.



8. RUGÓK

8.1 A rugók felhasználása és anyagaik

A rugók igen széles körű felhasználásra alkalmas gép-elemek. Mechanikai energiát tárolhatunk bennük, csökkentik a dinamikai hatásokat, felhasználhatók rezgéscsillapítás-ra és mechanikai lengőrendszerek létesítésére, valamint nélkülözhetetlenek a mérés - és szabályozástechnikában, és nem utolsósorban a járművek futószerkezeteiben.

A legelterjedtebb rugóanyag a melegen alakított rugó-acél, melynek változataira egyaránt jellemző a nagy szakítószilárdság és az ehhez viszonyítva is nagy folyáshatár és kifáradási határfeszültség.

A szilárdsági jellemzők alapján igen nagyok lehetnek a rugóacélokra megengedhető feszültségek is, így hajlítás-ra $\sigma_{\text{meg}} = 400 \dots 600 \text{ N/mm}^2$, ill. csavarásra $\tau_{\text{meg}} = 300 \dots 400 \text{ N/mm}^2$. A rugalmassági modulus értéke erősen szóródik az anyagminőség és a hőkezelési eljárás szerint, ezért a több elemből összetett rugók egyes részeihez feltétlenül azonos anyagi és hőkezelésű rugóacél szükséges.

A korrózióknak kitett rugók rozsdamentes ötvözött acél-ból vagy rugalmas rézötvözetből, ill. foszforbronzból készíthetők, utóbbi szilárdsága azonban csak mintegy harmada, rugalmassági modulusa pedig fele a rugóacélok megfelelő értékeinek.

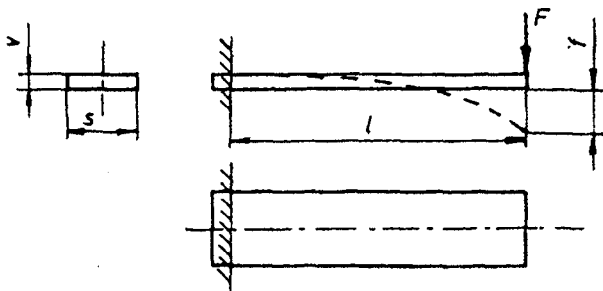
Az újabban egyre szélesebb körben terjedő nem fémes rugóanyagok közül igen gyakori a gumi, ami rendkívüli nyúlóképességének és erős belső csillapításának tulajdonítható.

A levegő szintén rugalmas közeg, tehát légrugók is készíthetők, melyek működése a levegő nyomásváltozás hatására bekövetkező térfogatváltozásán alapul. Mivel a térfogatcsökkenés nem egyenesen arányos a nyomásnövekedéssel, a légrugók progresszív hatásúak. Ez gyakran igen előnyös, így nem meglepő, hogy pl. a gépjárművekhez egyre sűrűbben használják ezeket. Lényegében a gépjárművek gumiabroncsai és a dugattyús vízszivattyúk légüstjei is légrugók.

A fémrugók - a többiektől eltérően - elvben bármilyen igénybevétellel deformálhatók, a gyakorlatban azonban többnyire hajlításra vagy csavarásra terhelt rugókkal találkozunk, mert így viszonylag kis igénybevétel hatására is nagy alakváltozás érhető el.

8.2 Hajlító igénybevétellel terhelt fémrugók

A legegyszerűbb hajlított rugó az egyik végén befogott rúd, melyet szabad végén koncentrált erő terhel (8.1 ábra). Ezt azonban egyszerűsége ellenére sem használják szélesebb körben, mert fajlagos energiátároló képessége viszonylag kicsi. Ezért csak olyan területeken - pl. a finommechanikában - találkozhatunk vele, ahol nem nagy az igénybevétel.



8.1 ábra

A befogási keresztmetszetben ébredő feszültséget a Navier-képlettel lehet kiszámolni:

$$\sigma = \frac{M_h}{K} = \frac{M_h}{I} \cdot \frac{v}{2} = \frac{F \cdot l}{s \cdot v^3} \cdot \frac{v}{2} \cdot 12 = \frac{6F \cdot l}{s \cdot v^2}$$

A rugó végének a lehajlását az adott esetre érvényes járulékképletből kapjuk meg:

$$f = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot I \cdot E} = \frac{F \cdot l^2}{3 \cdot s \cdot v^3 \cdot E} \cdot 12 = \frac{4 \cdot F \cdot l^3}{s \cdot v^3 \cdot E}$$

A fenti két eredményt egybevetve, a deformációt a feszültség függvényében is felírhatjuk

$$f = \frac{2}{3} \sigma \frac{l^2}{v \cdot E}$$

A különféle rugókat igen jól jellemzi a fajlagos energiátároló képesség, tehát pl. az egységnyi rugótérfogatban felhalmozható deformációs munka. Ha a deformációt az erő függvényében ábrázoljuk (8.2 ábra), a függvényvonal alatti

terület a deformációs munkát adja. Ha a függvény lineáris, ez a terület háromszög alakú, így a deformációs munka ideális esetben

$$W = \frac{1}{2} f \cdot F.$$

A F és f értékét a korábbi egyenletek alapján behelyettesítve

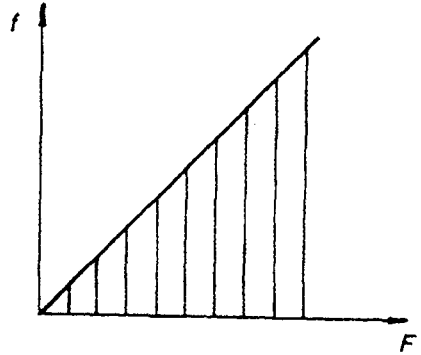
$$W = \frac{1}{2} \cdot \frac{\sigma S V^2}{6 \cdot l} \cdot \frac{2}{3} \sigma \frac{l^2}{VE} =$$

$$= \frac{1}{18} \frac{\sigma^2}{E} \cdot s \cdot v \cdot l = \frac{1}{18} \cdot \frac{\sigma^2}{E} \cdot v.$$

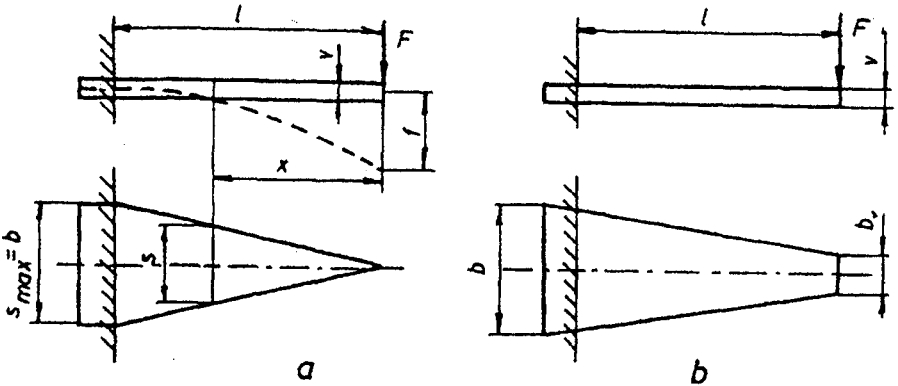
V - a rugó térfogata.

Egyenszilárdságú rugó használatakor jelentősen megnő a fajlagos energiatároló képesség. Az ilyen rugó végének lehajlásakor rugalmas szála körív alakú, mert a görbületi sugara állandó (8.3.a ábra). Ekkor a deformációs munka értéke

$$W = \frac{1}{6} \frac{\sigma^2}{E} \cdot V.$$



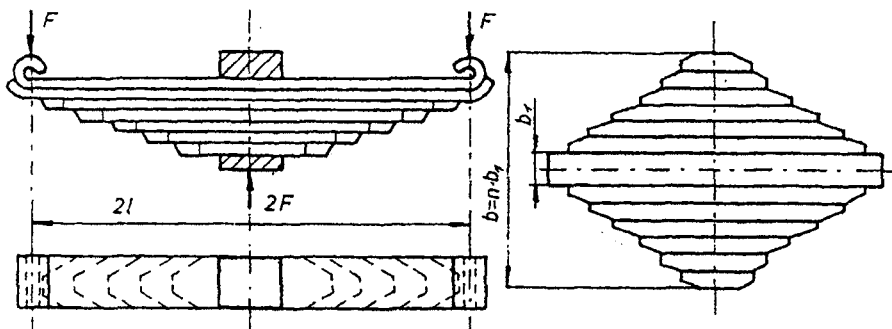
8.2 ábra



8.3/a-b ábra

Az azonos térfogatú rugóban felhalmozható deformációs munka háromszorosa az előbbinek. A rugó végének lehajlása 50%-kal múlja felül az állandó keresztmetszetű rugóét.

A koncentrált erővel terhelt befogott tartót a hajlítónyomatékon kívül nyíróerő is terheli. Hogy ezt a rugó felvehesse, szabad végének keresztmetszetét nem szabad 0-ra csökkenteni. Így a valóságban trapéz alakú rugók használatosak (8.3/b ábra).



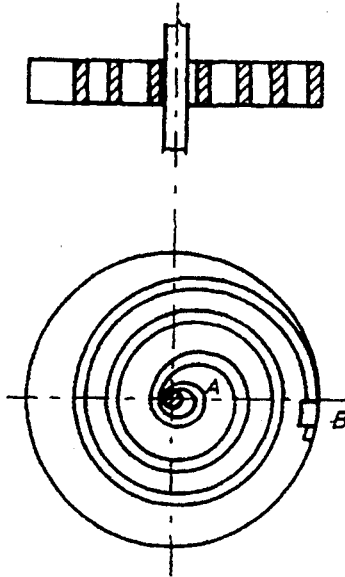
8.4 ábra

A gyakorlatban mindig csökkenteni igyekeznek a rugók méreteit. Ezért a trapéz alakú - közelítőleg egyenszilárdságú - rugót réteges lemeZRugóként valósítják meg. A 8.4 ábrán jól érzékelhető, hogyan származtatjuk a rugóköteget a kéttámaszú egyenszilárdságú rugólapból kivágott lemezcsíkokból. A kész rugóköteget kengyelek fogják össze. Mivel valamennyi rugólap külön is kap nyíró igénybevételt, mind-egyiket trapéz alakú végződéssel alakítják ki. Ez azért is szükséges, mert üzem közben a lapok elcsúsznak egymáson és ennek során káros lehetne a hegyes végződés. A hosszirányú eltolódásokat a rugó közepén elhelyezett valamennyi lapon átmenő csavar akadályozza meg. A gépjárművek rugóinak fel-függesztésekor különösen ügyelnek a rezgések és dinamikai hatások csillapítására. Ilyen esetben gyakori a rugó egyik végének gumiba ágyazása.

A réteges lemeZRugóban keletkező feszültséget és a rugó közepének behajlását közelítően az egyenszilárdságú rugóra érvényes összefüggésekkel számíthatjuk ki.

A hajlított rugók gyakori változata az archimédesi spirális alakú síkrugó is, mely főként az óraszerkezetek alkatrészeként ismeretes. A 8.5 ábrán látható rugóra az A tengely forgatásával lehet hajlító nyomatékot kifejteni, miközben a rugó külső végét a B pontban rögzítjük.

A rugó külső végének befogási módja igen lényeges a tárolandó deformációs munka és a rugó igénybevétele szempontjából. Merev befogás biztosításával (mely reakcióerőn

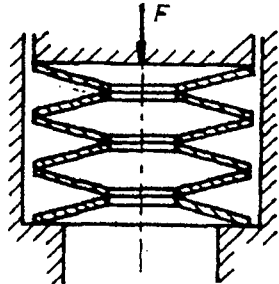


8.5 ábra

kívül reakciónyomatékok is ébreszt azáltal, hogy nem engedi meg a rugó végének elfordulását (elérhető, hogy a rugó teljes hosszában azonos legyen a hajlítónyomaték nagysága, ilyenkor tehát egyenszilárdságú a rugó.

Ha a B pontban csuklós megfogást létesítenénk, a hajlítónyomaték helyről helyre változna, tehát megszűnne az egyenszilárdság. Ezzel a tárolható deformációs munka kb. harmadára csökkenne, a legnagyobb feszültség pedig kétszeresére nőne az A tengelyen kifejtett azonos nyomaték esetén.

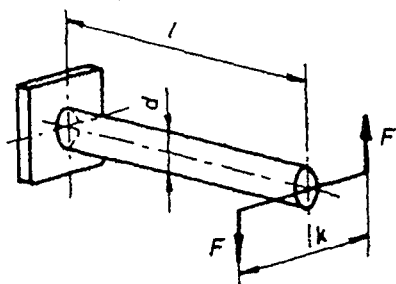
A hajlított rugók különleges típusa a Belleville-féle tányérrugó, melyet általában több enyhén kúpos kialakítású rugalmas elemből állítanak össze a 8.6 ábra szerint. Ily módon igen erős, ugyanakkor aránylag kis helyszükségletű rugó keletkezik. A tányérrugók speciális tulajdonsága, hogy deformációjuk nem arányos az összenyomó erővel, ami némelykor jól hasznosítható.



8.6 ábra

8.3 Csavaró igénybevétellel terhelt fémrugók

A csavarással terhelt rugók elvileg legegyszerűbb változata az egyik végén befogott, állandó keresztmetszetű rúd, melyet szabad végén csavaró nyomaték terhel (8.7



8.7 ábra

ábra). Használata gyakori pl. a gépjárművekhez és mérőműszerekhez. A torziós rúdrugót szerkezetileg úgy kell kialakítani, hogy minden más igénybevételtől - főként a hajlítástól - mentesüljön.

A rugó keresztmetszetének alakja elvben bármilyen lehet, de a tárolható deformációs munka szempontjából a kör, vagy körgyűrű alak a legkedvezőbb. A hajlító igénybevételtől szabad végének csapágyszásával mentesíthetjük a rudat. A torziós rúdrugó minden keresztmetszetét azonos csavarónyomaték terheli, tehát egyen-

szilárdságú. A rúd külső rétegében keletkező csúsztatófeszültség az ábra jelöléseivel mindenütt

$$\tau = \frac{M_{cs}}{K_p} = \frac{F \cdot k}{d^3 \pi} \cdot 16, \text{ innen } M_{cs} = \frac{d^3 \pi}{16} \cdot \tau$$

a rúd végének elcsavarodási szöge

$$\varphi = \frac{M_{cs} \cdot l}{I_p \cdot G} = \frac{M_{cs} \cdot l}{d^4 \cdot \pi \cdot G}$$

A lehetséges egyszerűsítések után és M_{cs} behelyettesítésével

$$\varphi = 2 \frac{\tau}{G} \cdot \frac{l}{d} \text{ kifejezést kapjuk.}$$

Ha 8.7 ábra szerinti erőpárral fejtjük ki a csavarónyomatékot, a kar végei a deformáció után

$$f = \frac{k}{2} \varphi = \frac{16 F \cdot k^2 \cdot l}{d^4 \cdot \pi \cdot G}$$

ívhosszúságú úton mozdulnak el. Eközben

$$W = \frac{1}{2} M_{cs} \cdot \varphi = \frac{1}{4} \frac{\tau^2}{G} \cdot V$$

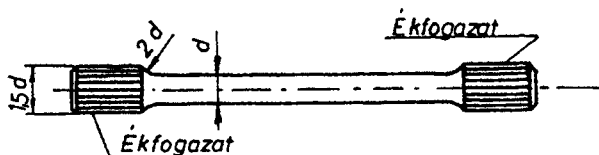
deformációs munka halmozódik fel a rugóban. V - a rugó térfogata.

Hasonlítsuk össze a hajlító és csavaró igénybevétel-lel terhelt rugókat a tárolható energia függvényében. Vegyük figyelembe, hogy rugóacélokra $G = 0,385E$ és Mohr elmélete szerint $\tau_{meg} = 0,5 \sigma_{meg}$.

Ezek behelyettesítésével

$$W = \frac{1}{4} \cdot \frac{0,5 \cdot 2 \sigma^2}{0,385 E} \cdot V \approx \frac{1}{6} \frac{\sigma^2}{E} \cdot V.$$

Mint látható, az egyenszilárdságú hajlított és csavart rugók anyagkihasználása közt gyakorlatilag nincs különbség.



8.8 ábra

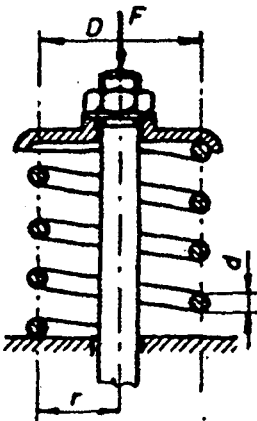
Ha azonban cső alakú rugót használunk, tehát eltávolítjuk a rúd belső, szilárdságilag ki nem használt részét, a torziórugó jelentős fölénybe kerül a hajlított rugóval szemben.

A körkeresztmetszetű torziós rúdrugót a gyakorlatban a 8.8 ábrához hasonlóan szokás kialakítani. A rugó rögzítésére, ill. a lengőkar felerősítésére a rúd végeit megvastagítják és ékfogazattal, bordázattal vagy különleges profillal látják el. A rúd közbenső szakaszának felületét a kifáradási határ növelésére polírozzák.

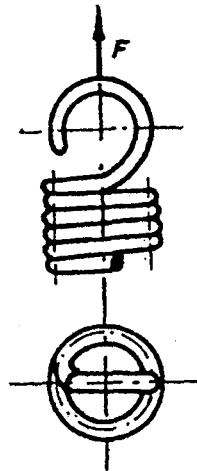
A torziós rúdrugó - elvi egyszerűsége ellenére - a gyakorlatban költséges megmunkálásokat kívánt és a többi szerkezeti elemekhez való csatlakoztatása sem egyszerű feladat. Ezért a csavaró igénybevételű rugók közül sokkal elterjedtebbek a különféle csavarrugók, melyeknek mind gyártása, mind beépítése jóval egyszerűbb.

A csavarrugók közül is legegyszerűbb és ezért legelterjedtebb a 8.9 ábrán vázolt hengeres csavarrugó. Készítése a legegyszerűbb felszereléssel is lehetséges a kereskedelemben kapható rugóhuzalból. Az itt bemutatott rugót nyomóerő terheli. A terhelést a rugótányér továbbítja a végein síkba köszörült rugóra. A szélső meneteket úgy hajlítják, hogy az előző menetre felfeküdjenek. Ez a rugó végein

való egyenletesebb erőátadást segíti elő. A nyomott rugók belső ürege konstrukciós célra (pl. lengéscsillapító elhelyezése) jól felhasználható, ezáltal kedvező helykihasználás érhető el.



8.9 ábra



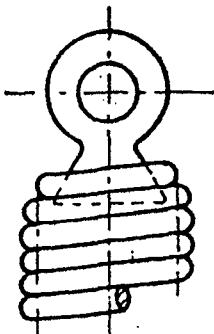
8.10 ábra

A húzott rugókra nehezebb a terhelés jó átadása. E célra a kisebb méretű rugók végein kampókat alakítanak ki (8.10 ábra) a nagyobb terhelésű rugók végeit pedig gyakran kúposra készítik és kúpos végdarabokat helyeznek beléjük (8.11 ábra), de hengeres rugóvégek is elláthatók becsavart szemmel.

A hengeres csavarrugóban tárolható deformációs munka kisebb, mint torziós rúdrugó deformációs munkája.

Értéke

$$W = \frac{1}{4k^2} \frac{\tau^2}{G} V$$

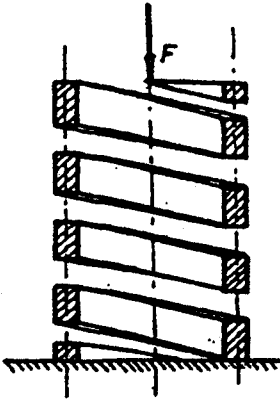


8.11 ábra

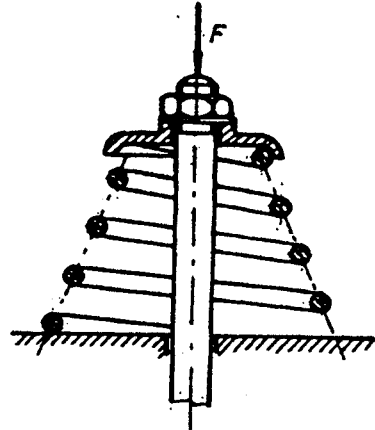
ahol k tényező a $\frac{D}{d}$ hányadostól függő, értéke $k > 1$. Tehát, ha $\frac{D}{d} = \infty$, $k = 1$, a képlet a torziós rúdrugó képletével lesz azonos.

Hengeres csavarrugó négyzet-keresztmetszetű anyagból is készülhet. Ennek előnye, hogy azonos helyszükséglettel erősebb (keményebb) rugó gyártására alkalmas. Hátránya vi-

szont hogy a kedvezőtlenebb feszültségeloszlás miatt keve-
sebb deformációs munkát tárolhat. Ilyen rugó látható a
8.12 ábrán.



8.12 ábra

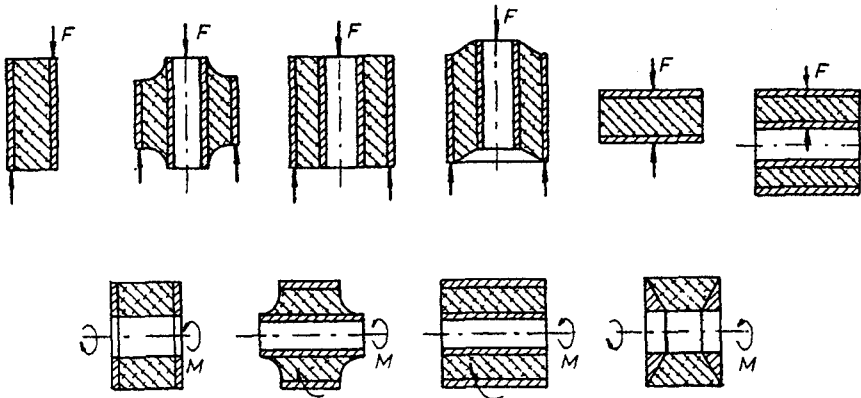


8.13 ábra

A kúpos csavarrugókat elsősorban igen jó helykihasz-
nálásukért kedvelik. A 8.13 ábrán bemutatott körszelvényű
kúpos rugó pl. laposra összenyomható, mert a menetek egy-
másra tolódhatnak. Összenyomott állapotban a kúpos csavar-
rugó a spirálrugóhoz hasonlít, de csak alakját tekintve,
mert nem egyenszilárdságú és ezért kevesebb deformációs
munka tárolására alkalmas.

8.4 Nem fémek anyagú rugók

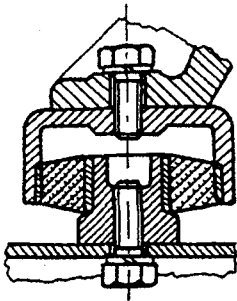
A gumi nagy deformálhatósága, a tetszőleges gumialak-
zatok könnyű előállíthatósága és a gumi tömegegységére
vonatkozó nagy energiátároló képessége (a rugóacélénak
mintegy kétszerese) következtében egyre inkább terjed a
gumirugók használata. Elterjedésüket fékezi azonban néhány
hátrányos tulajdonságuk. Így pl. a levegő oxigénjének ha-
tására a gumi gyorsan öregedik (mechanikai tulajdonságai
romlanak és megrepedezik), és a fény vagy nagyobb hőmérsék-
let tovább gyorsítja ezt a folyamatot. A hideg környezet-
ben megfagy és törékeny lesz. A gumira az ásványolajszár-
mazékok is nagyon károsak azáltal, hogy oldják.



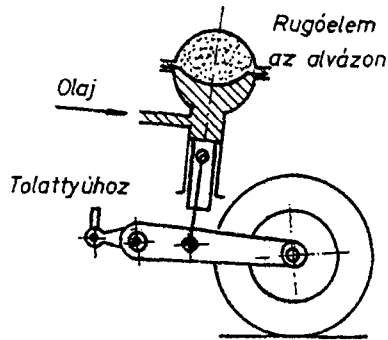
8.14 ábra

A gyakorlatban használt gumirugók általában fémlémezek közé vulkanizált vagy helyezett (fegyverzettel ellátott) gumitömlők, melyek nyírásra, nyomásra vagy csavarásra vehetők igénybe a 8.14 ábra sorozaton bemutatott elvi megoldások szerint. Az iparban leggyakrabban, mint rezgéscsökkentő gépalátéteket használják a gumirugókat.

A 8.15 ábra erre mutat be egy kivitelezett megoldást, melyhez hüvelyes gumirugót használnak fel.



8.15 ábra



8.16 ábra

A gumirugók méretezését megnehezíti, hogy rugalmassági modulusok a gumi összetételétől, valamint a rugó igénybevételétől és alakjától is függ. Terhelhetőségét táblázatból lehet megállapítani.

A légrugók fokozódó elterjedése főként annak köszönhető, hogy erősen progresszív jellegűek, tehát a terhelésnövelésekor a rugómerevség is nő. Ennek különösen a járművek rugózása terén van nagy előnye, ezért leginkább itt terjed a légrugózás. A gépjárművek légrugói sok esetben nem önállóan, hanem a rugózás hatékonyságát fokozó kiegészítő elemként használatosak.

A gépjárművekhez kifejlesztett légrugók egy jól bevált megoldását a 8.16 ábra szemlélteti. E hidropneumatikus rendszer jellemzője, hogy a terhelést olaj közvetíti a rugózó levegőpárnára. A gömb alakú rugóelemet membrán választja ketté, a membrán és dugattyú közti teret olaj tölti ki. A dugattyúrúdát emelőkar kapcsolja a kerékhez. Az olajtöltés változtatásával az alváz a terheléstől függetlenül állandó magasságban tartható. Ezt automatikussá teszi, hogy az olajáramlást a kerékkar elmozdulásával vezérelt tolattyú szabályozza.

A rendszer vezérléséhez szükséges állandó olajnyomást az olajszivattyú és a vezérlőtollattyú közé beépített légpárnás olajakkumulátor biztosítja.

Megjelent a Nemzedékek Tudása Tankönyvkiadó Zrt. műszaki gondozásában

www.ntk.hu
Vevőszolgálat: info@ntk.hu
Telefon: 06 80-200-788

A jegyzet tartalmáért a szerzők felelnek
Raktári szám: J 19-645
Műszaki igazgató: Babicsné Vasvári Etelka
Műszaki szerkesztő: Szabóné Szetey Ildikó
Utánnomásra előkészítette: Laki Péter
A hatodik kiadás változatlan utánnomása, 2014
Terjedelem: 12,37 (A/5) ív