

TOLVALY-ROȘCA FERENC

GÉPELEMEK

MŰSZAKI TUDOMÁNYOS FÜZETEK



ERDÉLYI MÚZEUM-EGYESÜLET

TOLVALY-ROŞCA FERENC

GÉPELEMEK

MŰSZAKI TUDOMÁNYOS FÜZETEK

13.

ISSN 2068 – 3081

MŰSZAKI TUDOMÁNYOS FÜZETEK

13.

TOLVALY-ROSCA FERENC
GÉPELEMEK



ERDÉLYI MÚZEUM-EGYESÜLET
Kolozsvár
2019

A könyv megjelenését támogatta:
**a Nemzeti Kulturális Alap, a Bethlen Gábor Alap és a
 Magyar Tudományos Akadémia**



Lektor: Dr. Máté Márton

© Tolvaly-Roșca Ferenc, Erdélyi Múzeum-Egyesület 2019

Kiadja: Az Erdélyi Múzeum-Egyesület

Felelős kiadó: Biró Annamária

Sorozatszerkesztő: Bitay Enikő

Olvasószerkesztő: Szenkovics Enikő

Borítóterv: Könczey Elemér

Műszaki szerkesztő: Tolvaly-Roșca Ferenc

Nyomdai munkálatok:

F&F International Kft. Kiadó és Nyomda, Gyergyószentmiklós

Tel./Fax: +40-266-364171

Descrierea CIP a Bibliotecii Naționale a României

TOLVALY-ROȘCA, FERENC

Gépelemek / Tolvaly-Roșca Ferenc. - Cluj-Napoca : Erdélyi Múzeum-Egyesület, 2019

Conține bibliografie

ISBN 978-606-739-120-6

Tartalomjegyzék

Előszó.....	9
Bevezető	11
1. A gépelemek szilárdsági méretezésének alapjai	17
1.1. Igénybevételek és alakváltozások	17
1.2. A megengedett feszültség-értékének kijelölése és a biztonsági tényező meghatározása	20
1.3. A kifáradási határfeszültség	21
2. Csavarkötések	23
2.1. Rögzítő csavarkötések	33
2.1.1. Csavaranyák	35
2.1.2. A csavarkötések gyártására alkalmazott anyagok	37
2.1.3. A csavarkötésekben fellépő erők	37
2.1.4. A csavarkötésekben fellépő nyomatékok	41
2.1.5. A csavarkötés meneteiben megjelenő feszültségek	45
2.1.6. A csavarorsó méretezése	48
2.1.7. Üzemi terheléssel működő csavarkötések	51
2.1.8. A csavarorsók számítása a tengelyvonalra ható, merőleges erők esetében	56
2.2. Mozgatócsavarok. Csavarorsós hajtások	57
2.2.1. A csavarorsós hajtások kinematikája	60
2.2.2. A csavarorsós hajtások hatásfoka	61
2.2.3. A mozgatócsavarok méretezése	64
3. Retesz- és bordástengely-kötések	70
3.1. Reteszkötések	70
3.2. Bordástengely-kötések	72
4. Csapszeg- és szegkötések	76
4.1. Csapszegek	76
4.2. Szegek	77
4.2.1. Keresztszegkötés	77
4.2.2. Hosszanti szegkötés	80
4.2.3. Excentrikus terhelésnek kitett szeg	81
5. Erőzáró kötések	83
5.1. Szorítókötések	83
5.1.1. Szorítókötés osztott aggyal	83
5.1.2. Szorítókötés hasított aggyal	86
5.2. Kúpos kötések	87
5.3. Ringfeder-rendszerű kúpos gyűrűpárok	89
5.4. Ékkötések	90
5.5. Kötés szilárd illesztéssel	92
6. Szegecskötések	101
7. Hegesztett, forrasztott és ragasztott kötések	104
7.1. Hegesztett kötések	104

7.2. Forrasztott kötések	107
7.3. Ragasztott kötések	110
8. Rugók	113
8.1. Nyomásra igénybe vett hengeres csavarrugó	117
8.2. A csavarórugó (hengeres forgatórugó)	123
8.3. Hajlításra terhelt lemezugók	127
8.4. Körkeresztmetszetű egyenes torziós rugó	130
8.5. Gumirugók	132
8.6. Tárcsarugók	138
9. Tengelyek	141
9.1. Tengelyek igénybevételei	144
9.2. A tengelyek ellenőrzése merevségre	151
9.3. A tengelyek hajlító- és forgólengései	154
9.3.1. Hajlítólagok	155
9.3.2. Tengelyek forgólengései (Csavarólengések)	158
10. Tribológiai alapfogalmak	161
10.1. Sűrítési típusok	161
10.2. Kenőanyagok	162
11. Gördülőcsapágyak	168
11.1. Gördülőcsapágyak osztályozása, méretei és szerkezeti típusai	168
11.2. Gördülőcsapágyak teherbírása	173
11.3. Csapágyházak	176
11.4. Kúpgörgős csapágyazások	177
11.4.1. „O” elrendezésben szerelt kúpgörgős csapágyazások	177
11.4.2. „X” elrendezésben szerelt kúpgörgős csapágyazások	180
11.5. Nagy hosszúságú tengelyek csapágyazása	182
11.6. Szerkezeti megjegyzések a csapágyak beszereléséről és használatáról	183
11.7. A csapágyak kenése	185
11.8. Csapágytömítések	187
11.8. Példák gördülőcsapágy-szerelésekre	190
12. Siklócsapágyak	193
12.1 Hidrodinamikus csapágyak	193
12.1.1. Hidrodinamikus siklócsapágyak kenésmélete	193
12.1.2. Hidrodinamikus siklócsapágyak teherbírása	197
12.1.3. A sűrítési tényező a siklócsapágyban	199
12.1.4. A siklócsapágyak hőegyensúlyi egyenlete	202
12.1.5. Hidrodinamikus siklócsapágyak méretezése	205
12.1.6. Axiális hidrodinamikus siklócsapágyak	209
12.1.7. Siklócsapágy-anyagok	210
12.1.8. Hidrodinamikus csapágyak szerkezeti kialakításai	212
12.2 Hidrosztatikus csapágyak	215
12.2.1. Hidrosztatikus siklócsapágyak teljesítménymérlege	217
12.2.2. Hidrosztatikus csapágyak szerkezeti kialakítása	218
13. Hajtóművek	221

14. Dörzskerék-hajtások.....	223
14.1. Állandó áttételű dörzskerék-hajtások.....	223
14.2. Fokozat nélkül állítható áttételű dörzshajtások	228
14.2.1. Síktárcsa és toroidális görgővel működő hajtás	228
14.2.2. Golyós fordulatszám-szabályzó.....	229
15. Szíjhajtások.....	231
15.1. Laposszíjhajtás.....	233
15.1.1. A szíjak hossza egyenes szíjhajtás esetén	233
15.1.2. A szíjakban fellépő erők.....	235
15.1.3. A szíjakban megjelenő feszültségek	241
15.1.4. Az optimális sebesség. A szíj élettartama	244
15.1.5. Szíjtárcsák	245
15.2. Ékszíjhajtások.....	247
16. Lánchajtások és fogasszíjhajtások	250
16.1. Lánchajtások	250
16.1.1. Lánchajtástípusok.....	250
16.1.2. A lánchajtások geometriája és jellemző méretei	253
16.1.3. A lánchajtások kinematikája	255
16.1.4. A görgős lánchajtás méretezése	258
16.2. Fogasszíjhajtások.....	260
17. Tengelykapcsolók	266
17.1. Tárcsás tengelykapcsoló	267
17.2. Homlokfogazatú tengelykapcsoló.....	269
17.3. Tengelyirányú és radiális irányú kiegyenlítő tengelykapcsolók.....	271
17.4. Kardántengely-kapcsoló	274
17.5. Rugalmas tengelykapcsolók.....	279
17.5.1. Gumitárcsás rugalmas tengelykapcsoló	279
17.5.2. Gumidugós tengelykapcsoló.....	281
17.5.3. Rugalmas abroncsos tengelykapcsoló	282
17.5.4. Acélszalagrugós tengelykapcsoló.....	282
17.6. Erőzáró dörzskapcsolók	285
17.6.1. Tárcsás dörzskapcsoló	285
17.6.2. Kúpos súrlódó tengelykapcsoló	287
17.6.3. Lemezes súrlódó tengelykapcsoló.....	289
17.7. A dörzskapcsoló indítási folyamata	291
17.8. Forgásirány-kapcsolású súrlódó tengelykapcsolók.....	293
17.9. Fordulatszám-kapcsolású tengelykapcsolók (indítókapcsolók)	297
17.10. Biztonsági tengelykapcsolók	299
18. Fogaskerék-hajtások	301
18.1. Hengeres fogaskerék-hajtások.....	304
18.1.1. Hengeres fogaskerek geometriája, kinematikája, alapfogalmak ...	304
18.1.2. Egyenes fogú hengeres kerekekkel működő hajtóművek	
méretezése	307
18.1.2.1. Egyenes fogú hajtóművekben fellépő erők.....	309
18.1.2.2. A fogaskerék méretezése fogtőhajlítási teherbírásra	311

18.1.2.3. A fogaskerék méretezése fogfelületi teherbírásra	316
18.1.3. Ferdefogú hengeres hajtópár méretezése	321
18.1.3.1. A hajtóműben fellépő erők számítása.....	321
18.1.3.2. Az erők irányának meghatározása a ferdefogú hengeres kerekekkel szerelt hajtóművekben.	325
18.1.3.3. A fogaskerék méretezése fogtőhajlítási teherbírásra	327
18.1.3.4. A fogaskerék méretezése fogfelületi teherbírásra	331
18.2. Kúpkerékajtások	334
18.2.1. Geometriai és kinematikai jellemzők	334
18.2.2. A kúpkerékajtásban fellépő erők.....	335
18.2.3. Az egyenes fogú kúpkerékpár méretezése teherbírásra.....	338
18.3. Csigahajtások	342
18.3.1. A hengeres csigahajtás geometriai és kinematikai jellemzői	343
18.3.2. A csigahajtás erőjátéka és hatásfoka	349
18.3.3. A hengeres csigahajtás méretezése és ellenőrzése	352
Irodalom	363
Machine Elements	365
Content.....	366
Maschinenelemente	370
Inhalt.....	371
Organe de maşini	375
Cuprins	376

Előszó

Az olvasó által kézben tartott könyv elsősorban a romániai magyar nyelvű mérnök-képzést, kiemelten a Sapientia EMTE oktatását igyekszik támogatni. Azon felül minden mérnöknek remélhetőleg alapos tudásanyagot jelenthet a mindennapi mérnöki tervezésben is.

Tartalmát tekintve a cél egy vegyes elméleti és gyakorlati jellegű tudásanyag csoportosítása is. Mivel a mindennapi gépészeti tervezésben nagyon sok tervezői segítség létezik, elsősorban a román, de a magyarországi kiadványoknak köszönhetően magyar nyelven is, az olvasó által kézben tartott könyv csak elenyésző mennyiségben tartalmaz a tervezést segítő táblázatokat és grafikonokat. Ez a könyv, a szerző reményei szerint, elsősorban gondolkozásra készíti az olvasót, helyenként bővebb elméleti levezetéssel, de csak azon a szinten, amelyen az egyetemi hallgató a bolognai típusú képzés során egy ok-okozat típusú műszaki feladatot meg kell tudjon oldani.

A könyv tudásanyagának vázát, a dr. Antal Adalbert egyetemi tanár úr által 2003–2010 között oktatott gépelemek tantárgy jegyzetvázlatának szerkezete képezi. Szerencsém volt néhány év alatt mellette és az irányítása alatt oktatni a tantárgy laboratóriumi gyakorlatok és terv részét. A leadott és számonkért tudásanyag folyamatos változásának lehettem tanúja ezekben az időkben. Beszélgetéseink során számos alkalommal közösen döntöttük el, hogy mi az, ami be- vagy kikerül az oktatott anyagban. Tanúja voltam egy óriási élet- és oktatói tapasztalattal rendelkező mérnök-tanár azon törekvésének, hogy miképp állítson össze egy olyan tudásanyagot, amely a lehető legrövidebb idő alatt megteremt egy olyan tudásszintet, amely lehetővé teszi az oktatásban szereplő két fél éves gépelemek terv sikeres kivitelezését. Beszélgetéseink során mindig hangsúlyozta, hogy a terveknek kiemelkedő jelentőségük van a mérnöki oktatásban. Természetesen semmiképp nem lehet megfelelő módon elvégezni a tervezői feladatot egy alapos elméleti tudás nélkül, de véleménye szerint ezt a tudást nem az elméleti levezetések visszakérésével kell megalapozni, hanem megtanítani a jövődöbéli mérnököt annak alkalmazására. Előadásai során csökkentette a részletes elméleti levezetésekre szánt időt, hivatkozott bizonyos elméletekre és hipotézisekre, de csak kevés esetben részletezte ezeket. Munkájának sikerét számos, a gyakorlati műszaki tervezésben igen jól teljesítő mérnök bizonyítja.

E könyvet, a neki járó legmélyebb tisztelettel, dr. Antal Béla emlékének dedikálom, elhunytá után publikusan megköszönve neki a romániai magyar nyelvű műszaki oktatás legönzetlenebb felkarolását, a Sapientia EMTE gépelemek tantárgy oktatásának és a szerző minden munkájának fáradhatatlan támogatását.

A könyv terjedelme és tartalma talán alulmarad egy monografikus szintű szak-könyvtől, és mindenképp meghaladja egy egyetemi jegyzet terjedelmét és tartalmát. De meg kell jegyezni, hogy a könyv egy hiányt igyekszik pótolni: a szerző tudomása szerint nem létezik romániai kiadásban magyar nyelvű gépelemek könyv. Természetesen a magyarországi szakirodalom, jelentős terjedelme mellett, igen sok magas, tudományos szintű könyvet is tartalmaz. Sok, kimondottan oktatásinak nevezhető anyag is áll a mérnöki hallgatók rendelkezésére. Sok magyar nyelvű gépelemek-könyv többszerzős, kiváló szakemberek munkáját bocsátja az érdeklődők rendelkezésére. Ezek terjedelme jóval meghaladja a jelen könyvét.

Ugyanakkor ezt a kötetet, amely nemcsak mint tankönyv, hanem a szerző reményei szerint mint szakkönyv is helytáll, a gépészmérnöki praxisnak is szánja, hiszen magyar nyelvű hasonló mű e témában nem jelent meg egészében, egyáltalán vagy csak részben [28] a romániai könyvpiacon.

A könyv öt részre osztható fel: az első rész az oldható kötéseket az első öt fejezetben mutatja be. A második rész az oldhatatlan kötéseket a hatodik és hetedik fejezetben ismerteti. A nyolcadik fejezet a harmadik részt képezi, a rugalmas kötőelemeket. A negyedik rész a forgó gépelemeket, a tengelyeket és a hozzá tartozó gépelemeket, illetve a tribológiai alapismereteket tartalmazza, a kilencediktől a tizenkettedik fejezetig.

Az ötödik rész, hajtásokról szóló rész tartalmazza az alapvető hajtástípusokat, a hajtóműveket, és a szerző meglátása szerint idesorolhatók a tengelykapcsolók is a tizenharmadiktól a tizennyolcadik fejezetig. A legtöbb magyarországi irodalom (a romániai nem) a tengelykapcsolókat a negyedik részbe sorolja, de a szerző saját meglátása szerint ez itt a hajtásokhoz van sorolva. A könyv szövegét 241 ábra, 14 táblázat és több száz egyenlet egészíti ki.

Kérem az olvasót, nézze el a gyors munkából és emberi gyarlóságomból származó hibáinkat, és használja eredményesen, a magyar műszaki oktatás és kultúra fejlesztése érdekében mindazt az értéket, amelyet igyekeztem e műben összefoglalni és Önnek átnyújtani.

Köszönetet szeretnék továbbá mondani az Erdélyi Múzeum-Egyesületnek, hogy lehetővé teszi e könyv kiadását, személyesen dr. Bitay Enikőnek, az EME főtítkárnak, aki lelkes támogatóm volt a könyv megírásában, és dr. Máté Márton kollégámnak és barátomnak, akinek a tanácsai, javaslatai és szaklektori munkája nélkül ez a könyv nem lehetne az Ön kezében.

Marosvásárhely, 2018. december 28-án

A szerző

Bevezető

Figyelembe véve a társadalom gazdasági működésének sajátos vonásait, egyértelmű, hogy a mérnöki alkotó tevékenységnek fő célja az ember műszaki vonatkozású igényei nyomán jelentkező szükségleteinek és elvárásainak kielégítése, ami – általánosan – műszaki feladatok megoldásaként határozható meg.

Ebből a követelményből kiindulva, adott cél elérése érdekében a mérnök számos különböző megoldást készít el, amelyek közül kiválasztja azt, amelyik a legmegfelelőbbnek tűnik az első analízis alapján.

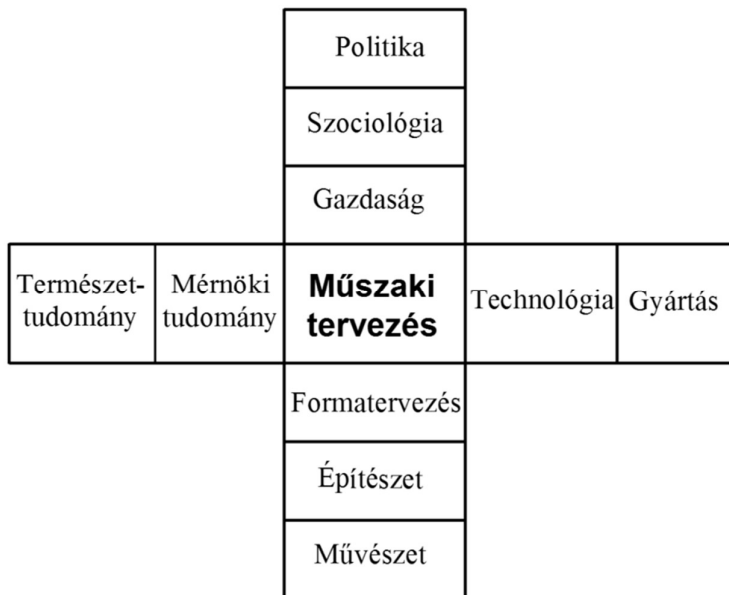
Ahhoz, hogy a lehetséges megoldások közül mindig az adott körülményeknek legjobban megfelelő megoldást tudja kiválasztani, az alkotó mérnöknek alapos tudományos-szakmai felkészültséggel és ismeretekkel kell rendelkeznie.

A mérnöki gyakorlat mindennapjaiban a megfelelő megoldás kiválasztása művészetet, tudományt, gyakorlatot, illetve ezek kombinációját követeli meg. Ebben a sokoldalú alkotó tevékenységben egyeseknek határozott készségük, hajlamuk és érzékük van olyan megoldások kiválasztására, amelyek később jól beválnak, vagyis használhatók lesznek. Ezt a tulajdonságot tervezési vagy alkotókészségnek nevezzük.

A nemzetközi szakirodalom legáltalánosabb, elfogadott megközelítése szerint a tervezői tevékenység vagy a műszaki alkotás folyamatának eredménye általában egy műszaki terv, amelyből később a gyakorlatban megvalósított műszaki alkotás épül fel, amelynek célja adott politikai, gazdasági, művészeti és megvalósítási követelmények kielégítése. Ennek alapján a műszaki tervezés tevékenységét a társadalom működését szabályozó funkciók rendszerébe az 1. ábrán látható módon illeszthetjük be.

Innen világosan leolvasható, hogy a műszaki tervezés egy mérnöki tevékenység, amely a társadalmi lét valamennyi területével meghatározó kapcsolatban áll. Ismerve és felhasználva a természettudományokban megfogalmazott törvényeket, ezeket alkalmazza, hogy anyagilag megvalósított műszaki rendszereket hozhasson létre.

A műszaki tervezés alapeszközeit tehát a természettudományokra épülő mérnöki tudományok jelentik. Hozzá kell tennünk, hogy amint az 1. ábrán is megfigyelhető, a formatervezésen és az építészetten keresztül a művészet is komolyan befolyásolja a műszaki tervezést. Mi több, a gazdasági vonatkozásokon keresztül a szociológia, sőt a politika is meghatározóan befolyást gyakorol a műszaki tervezésre. Ha pedig a megvalósítást vizsgáljuk, nyilvánvaló, hogy a technológia és a gyártás körülményei is alapvetően meghatározzák bármely műszaki tervben jelentkező megoldásokat.



1. ábra. A műszaki tervezést befolyásoló tényezők

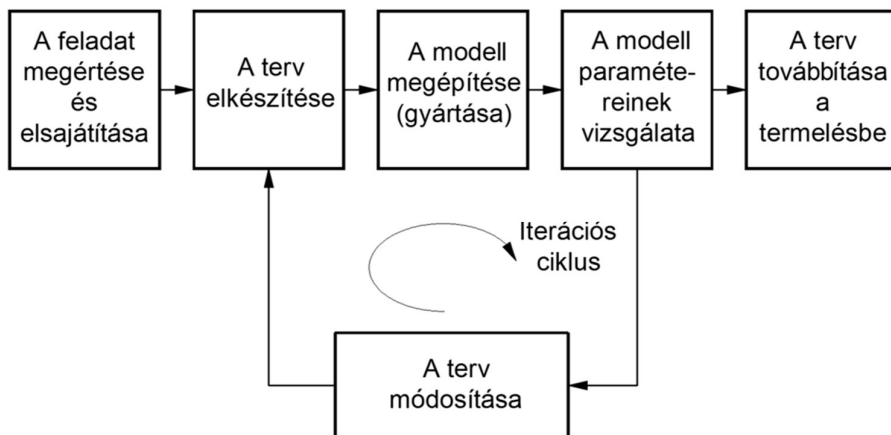
Az 1. ábra nem zárja ki a műszaki tervezés más lehetséges elhelyezését is, annak függvényében, hogy milyen szempontokat veszünk figyelembe.

Minden alkotó mérnöki tervezési tevékenységét meg kell, hogy előzze egy alapos feladatfelmérési tevékenység, aminek alapján sor kerülhet a végső célok pontos meghatározására. Ez egy igen nehéz feladat, mert többszöri átgondolást igényel, és az alkotás sikerét vagy sikertelenségét döntő módon befolyásolja.

Ahhoz, hogy olyan elfogadható megoldáshoz vagy eredményhez jussunk, amely kielégíti a célként megfogalmazott követelményeket, a mérnöki alkotás vagy tervezés folyamatának a 2. ábrán feltüntetett fázisokra kell szerveződnie.

A felvázolt fázisok alapján (2. ábra) egy jól meghatározott feladatnak a megoldása a különböző lehetőségek alapos tanulmányozásával kezdődik. Ezek közül mindig azt kell kiválasztani, amelyik bizonyos szempontokból a legmegfelelőbbnek tűnik. Ennek kiválasztása különféle optimalizáló módszerek alkalmazásával kell történnie.

Miután kiválasztottuk a megoldást, előállítjuk az ennek részletes kidolgozását tartalmazó dokumentációt, amely alapján elkészítik az első modellt, amit prototípusnak neveznek.



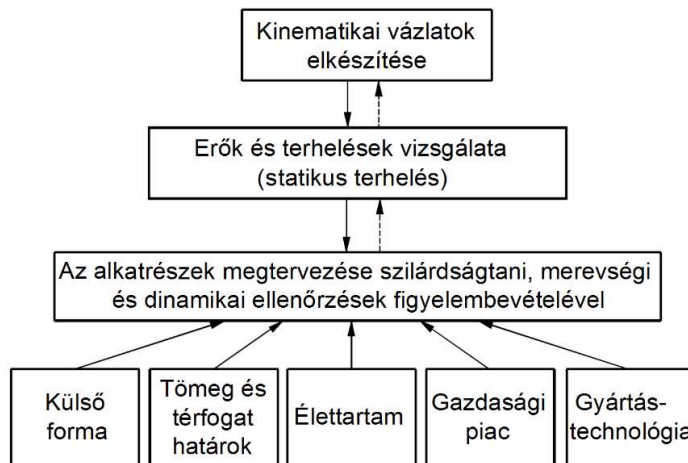
2. ábra. A mérnöki alkotás vagy tervezés folyamata

Az elkészített modellt vizsgálatoknak vetik alá, mialatt azt tanulmányozzák, hogy az előírt működési paramétereket milyen mértékben képes ez kielégíteni, azaz megfelel-e minden szempontból a kitűzött céloknak. Ha megfelel, akkor továbbítják a tervet a termelésbe, vagyis elkezdik gyártani a megtervezett modellt vagy prototípust a gazdasági követelmények által előírt mennyiségben.

Nagyon gyakori eset az, amikor a modell vagy prototípus vizsgálata során nem megfelelő eredményeket kapunk; ilyenkor az elkészített terven javításokat vagy módosításokat kell alkalmazni, vissza kell térni az eredeti tervhez és ezen változtatásokat kell alkalmazni, aminek alapján elkészítik a módosított prototípust, melyet újra tesztelnek. Belátható, hogy ez egy ciklikus, iteratív út, amelyet többször kell végigjárni addig, amíg eljutunk a követelményeket kielégítő megoldáshoz.

A mérnöki szakmákat tanuló diákok tervei esetében ezt legtöbbször nem vagy csak részben lehet teljesíteni (esetleg számítógépes modell formájában is), mert a modell gyakorlati elkészítése csak kivételes esetekben lehetséges.

A gépelemek tantárgy keretében a tervezési fázisra összpontosítunk és a tervezési alapfogalmakat próbáljuk megismertetni – bizonyos keretek között. Egy jó tervezés igényli azokat az ismereteket is, amelyeket a diákok a harmadévet követő években sajátítanak el. Mivel azonban a termékek, berendezések, készülékek és gépegységek tervezésének oktatása a harmadik évtől kezdődik, a gépészmérnöki szakirányokon szükséges egy tudományos tervezési irányzatot kialakítani a különböző gépszerkezetek tervezése terén.



3. ábra. A tervezési folyamatnál figyelembe veendő fontos tényezők

A 3. ábrán látható diagram összefoglalja és rendszerbe helyezi azokat az alapvető lépéseket és tényezőket, amelyeket a gépészeti tervezés elsajátításánál figyelembe kell venni.

Minden tervezési tevékenység legalább két kinematikai vázlat és az ezeknek megfelelő kézi vázlatrajzok elkészítésével kezdődik. Ezek közül a tanuló tervező kiválasztja azt a megoldást, amelyik elképzelése szerint a legmegfelelőbb a feladat megoldására. A kiválasztott vázlat alapján kiszámítjuk a működés közben fellépő feltételezett terheléseket. Az erők számítása a statika törvényei alapján történik, mivel még nem ismerjük a mozgó alkatrészek tömegét, amelyek a tehetetlenségi erőket és nyomatékokat hozták létre. Abban az esetben, ha a kiszámított erők értékei elfogadhatatlanul nagyok, visszatérünk a kinematikai vázlathoz, amelyen módosításokat teszünk. Ezt a műveletsort addig ismételjük, amíg elfogadható előszámítási eredményekhez jutunk.

A tervezési folyamat következő lépése a gépszerkezetet alkotó elemek szilárdsági és merevségi méretezése, majd a méretezett elemek dinamikai ellenőrzése. Ebben a szakaszban már ismertek az alkotóelemek tömegei és mozgásai, így ki lehet számítani a dinamikus erőket. Előfordulhat, hogy ezek értéke újabb módosításokat követel a már elkészült megtervezett gépszerkezetben.

Bármilyen gépalkatrész vagy gépszerkezet megtervezésénél még számos tényezőt és tapasztalati ismeretet kell figyelembe venni. Ezeket a 3. ábrán, csoportosítva szemléltetjük.

1. A külső forma kialakítása igen fontos tényező mind a gépalkatrész, mind általában a gépek vagy más termékek esetében. Példaként említhetjük a gépkocsit, mely akár száguld az országúton, akár áll, az első benyomást mindig a külső forma kelti. A külső formák vonzalmának kialakítására nagyon sokféle módszert lehet alkalmazni, mind műszaki vonalon, mind más területeken. A különböző szerkezetek, eszközök vagy berendezések külalakjának definiálási szabályai-val a formatervezés foglalkozik. Ennek tanulmányozására a gépelemek tárgy keretében nem térünk majd ki.
2. Minden gépalkatrész vagy gépszerkezet tömege és térfogata döntő fontosságú lehet ezeknek az értékesítésénél. Ezért arra kell törekedni, hogy minél kisebb legyen a térfogata, de ugyanakkor a működési tényezők megfeleljenek a rendszerrel szemben támasztott követelményeknek.

A világpiacon az olyan gépszerkezeteknek vagy gépalkatrészeknek van a legnagyobb keresetük, amelyek megépítése a lehető legkevesebb anyag felhasználását igényli, és ennél fogva kielégítik az egységnyi teljesítményre eső anyagfogyasztást előíró szabványt vagy normatívát.

3. Fontos bármilyen gépszerkezet vagy termék megtervezésénél az élettartam figyelembevétele. Ha azt akarjuk, hogy a gépszerkezet vagy termék sokáig tartson, robusztusra kell kialakítani, vagyis általában ezekben az esetekben több anyagot kell felhasználni. Ez azonban nem mindig gazdaságos, mert még akkor is, ha a gépszerkezet vagy termék hosszabb ideig működőképes marad, piaci morális értékéből folyamatosan veszít. Ennél fogva senki nem vásárolja meg többé, mert „kiment a divatból”. Az élettartam-tényező fontosságát az a tény is igazolja, hogy jelenleg igen sok tudományos kutatás folyik ennek minél pontosabb meghatározására, akár különböző gépszerkezetekre vagy termékekre sajátosítva.
4. A gépszerkezetek vagy termékek piaci értékesítésekor ismernünk kell, hogy a potenciális vásárlóközönségnek milyen óhajai és elvárásai vannak. Példának elég felhozni a színek jelentőségét. Ismeretes az, hogy ezek befolyásolják a figyelmet, a különböző emberi képességek kamatoztatásának hatékonyságát, a vérnyomást, a percenkénti légzésszámot, a test hőmérsékletét stb. Jelentősek a színösszefüggések a környezettervezés számára, amelybe a gépszerkezetek és termékek bele kell illeszkedjenek. Ismert tények, hogy a piros szín az idegrendszerre serkentő, míg a zöldes árnyalat nyugtató hatású, a narancssárga kedvezően befolyásolja az emésztőszervek működését, a citromsárga serkenti az agytevékenységet, a kék szín stressz- és fájdalomérzés-csökkentő,

lázcsillapító, ugyanakkor csökkenti a pulzust és a percenkénti kilégzésszámot is, az ibolya szín kedvező hatású a szív működésre.

A termékek színének megfelelő kiválasztásával sok tényezőt tudunk befolyásolni, amelyek a gépszerkezetek vagy termékek felhasználóira egy bizonyos földrészén, országban vagy szűkebb szociális környezetben döntő fontosságúak lehetnek.

5. Egy nagyon fontos tényező, amely a 3. ábrán utolsónak van feltüntetve, de műszaki jelentősége alapján akár első is lehetne, az a gépszerkezetek, gépalkatrészek vagy termékek gyártástechnológiája. Olyan gépszerkezeteket, gépalkatrészeket vagy termékeket kell tervezni, amelyek minél kevesebb munkával és költséggel legyenek előállíthatók, de ugyanakkor megfeleljenek a velük szemben támasztott követelményeknek. Ez nem egyszerű feladat, mivel nagyon sok gyakorlati ismeretet és tapasztalatot igényel.

Megvizsgálva a felsorolt tényezőket, kitűnik, hogy egy tervező vagy alkotómérnöknek igen sokféle ismerettel kell rendelkeznie mind szakmai, mind gazdasági és számítástechnikai, de még művészeti téren is. Ezeknek az elméleti elsajátítása különböző tárgyak keretében történik, amelyek általában olyan sorrendben vannak a mérnöki oktatás terveibe beillesztve, hogy a mérnökhallgató alkotói felkészültségét fokozatosan emeljék a megfelelő szintre.

Az elsajátított alkotó mérnöki képességek folyamatos továbbfejlesztésre szorulnak. Erre szolgálnak az egyetemi évek befejezése után megvalósítható különféle továbbképző tanfolyamok. Ahhoz, hogy a tervezőmérnök tervező- és alkotóképessége minél magasabb szintre emelkedjen és maradjon, nagyon fontos a szakmai továbbképzéseken való folyamatos részvétel.

1. A gépelemek szilárdsági méretezésének alapjai

Egy gépelem egy adott feladatra való megtervezése vagy egy már meglevő gépelem egy adott feladat szempontjából történő ellenőrzése ugyanazon elvi feladat két különböző megközelítéseként fogható fel.

Mindkét esetben szükséges az alkatrészt érő igénybevételek meghatározása és a felhasznált szerkezeti anyag szilárdsági tulajdonságainak ismerete.

A valós feszültségek megállapításához a gépelem üzemi viszonyait, az eközben fellépő valós terheléseket vesszük figyelembe. A működési körülmények és az alkatrész kialakítása határozzák meg a terhelési állapotokat, melyek alapján egy megszerkesztett szilárdságtani modell felhasználásával, közelítő pontossággal számíthatók a működés során ébredő feszültségek. Mivel a méretezendő alkatrészt érő igénybevételek időbeli változása általában nem egyezik az anyagvizsgálat során alkalmazott próba igénybevételével, a működés során terhelt alkatrész anyagának szilárdsági jellemzői nem egyeznek a próbadarab szilárdságtani mutatóival. Ezeket az eltéréseket a gépelem méretezése során feltétlenül figyelembe kell venniük.

Egy gépszerkezet vagy gépelem tervezése vagy ellenőrzése akkor megfelelő, ha a tervezett szerkezet teljesíti feladatát, élettartama során maradéktalanul ellátja funkcióját, és ha mindezeket a legkisebb gazdasági befektetéssel értük el.

A Sapientia Erdélyi Magyar Tudományegyetemen a gépelemek tárgy oktatásának egyik sajátossága abban rejlik, hogy a román szaknyelv elsajátítását is megcélozza. Ennek érdekében a mérnökhallgató a tárgyhoz tartozó tervezési gyakorlatfeladatát román nyelven kell elkészítse, így – a román nyelvű szakirodalom felhasználását elősegítendő – a szilárdságtani alapfogalmak jelölésekor zárójelben feltüntetjük a román szakirodalomban használt jelöléseket is.

1.1. Igénybevételek és alakváltozások

A gépelemeket általában szilárdsági alapon, a megengedhető feszültség vagy a megengedhető alakváltozás figyelembevételével méretezzük.

A szilárdsági méretezéshez mindig először egy mechanikai modellre van szükség. Ez azt jelenti, hogy a gépalkatrészt egy geometriai modellel (kéttámaszú tartó, befogás stb.), a valódi terheléseket pedig terhelési modellekkel (koncentrált erő, megosztott terhelés, nyomás stb.) helyettesítjük.

A megjelenő feszültségek és alakváltozások számítási folyamatának első lépése a vizsgált keresztmetszetet terhelő igénybevételek típusának azonosítása. Az adott keresztmetszetet terhelő erők és nyomatékok a négy alap-igénybevételnek felelnek

meg, amelyek közül általában egy időben több is hatást fejt ki. Ezek az igénybevételek és az ezeket meghatározó összefüggések egyenes rudakra a következők:

Húzás: A rúd keresztmetszetére (általánosítva egy adott gépalkatrész valamely felületére) merőlegesen ható erő, amely azt erő irányú növekedésre készíti. Húzás-kor az alkatrészben $\sigma(\sigma_t)$ feszültség ébred.

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{\text{húzóerő}}{\text{keresztmetszet}} \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] \quad (1.1)$$

Nyomás: A rúd keresztmetszetére (általánosítva egy adott gépalkatrész valamely felületére) merőlegesen ható erő, amely azt erő irányú rövidülésre készíti. A rúdban σ_{ny} (σ_c) feszültség ébred.

$$\sigma_{ny} = \frac{F}{A} = \frac{\text{nyomóerő}}{\text{keresztmetszet}} \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] \quad (1.2)$$

Nyírás: A rúd keresztmetszetében – általánosítva a gépelem adott vizsgálati keresztmetszetében – ébredő erő, amely az említett keresztmetszet két oldalán elhelyezkedő anyagrészek egymáshoz viszonyított elmozdulását kényszeríti ki, anélkül, hogy a közös keresztmetszet-felületet megszüntetné. Az igénybevétel során a keresztmetszetben tangenciális vagy más néven csúsztatófeszültség ébred, amelyet τ_{ny} (τ_f)-el jelölünk:

$$\tau_{ny} = \frac{F}{A} = \frac{\text{nyíróerő}}{\text{nyírt keresztmetszet}} \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] \quad (1.3)$$

Hajlítás: Az erő a keresztmetszet tengelyre merőleges elfordulását provokálja. A hajlítás során a keresztmetszetben lineárisan csökkenő σ_h hajlítófeszültség ébred, melynek legnagyobb értékét a

$$\sigma_h = \frac{M}{W} = \frac{\text{hajlítónyomaték}}{\text{keresztmetszeti tényező}} \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] \quad (1.4)$$

képlettel számíthatjuk. A hajlítónyomaték mindig a terhelés (erő) és karja szorzatából számítható:

$$M = Fl \text{ [Nm]} \quad (1.5)$$

Hajlító igénybevételnél meghatározó a keresztmetszet alakja is, mert az ébredő feszültségek nemcsak a keresztmetszet nagyságától, hanem annak alakjától is függenek. Ezt vesszük figyelembe az I másodrendű vagy inercianyomaték, illetve a W keresztmetszeti tényező által. A keresztmetszeti tényező az inercianyomaték (I) és a szélső szál távolságának (inerciasugár = e) hányadosa, $W = I/e$, bármely keresztmetszet esetén. (A szélső szál a semleges vonaltól, tengelytől a keresztmetszetben mért legnagyobb távolság.)

Csavarás: A keresztmetszetet önmagában, a semleges szál döféspontja körüli elfordító szándék, melynek következtében ebben a τ_{cs} (τ_t) csúsztatófeszültség ébred:

$$\tau_{cs} = \frac{T}{W_p} = \frac{\text{csavarónyomaték}}{\text{poláris keresztmetszeti tényező}}, \quad \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] \quad (1.6)$$

ahol:

$$T = \frac{P}{\omega} \text{ [Nm]},$$

P – az átvitt teljesítmény [W],

ω – a szögsebesség vagy körfrekvencia [rad/s],

W_p – a poláris keresztmetszeti tényező, ami a poláris másodrendű nyomatékból számítható.

Felületi nyomás (palástnyomás): A pontszerűen átadódó nyomó terhelés csak elméleti közelítés. A valóságban a terhelés síkfelületen felületi nyomásként [jele a p (p, q)], henger- vagy kúppalást-felületen pedig palástnyomásként adódik át.

A palástnyomás a palást mentén megoszló, sugár irányú terhelésekből adódik. A palástnyomás az F terhelőerő és a test terhelőerőre merőleges vetületének hányadosa:

$$p = \frac{F}{A}, \quad \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] \quad (1.7)$$

A tengelycsapra ható radiális terhelőerő okozta felületi nyomás az alábbiak szerint alakul:

$$p = \frac{F}{dl}, \quad \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] \quad (1.8)$$

ahol d a csapátmérő, l pedig a csap hossza.

Ha az egyszerű igénybevételek közül egy időben több jelentkezik, **összetett igénybevételről** beszélünk. Ha az ébredő feszültség egynemű, csak δ vagy τ , egyirányú összetett igénybevétel; ha mindkettő egyszerre fellép, δ és τ is, akkor többirányú összetett igénybevétel hat az adott keresztmetszetben. Többirányú összetett igénybevétel esetén valamelyik feszültségelmélet alapján számítjuk ki a σ_{red} (σ_{ech}) egyenértékű feszültséget, éspedig:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \tau^2} - \text{Mohr elmélete szerint} \quad (1.9)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \tau^2} - \text{Huber-Misses-Hencky elmélete szerint} \quad (1.10)$$

1.2. A megengedett feszültség-értékének kijelölése és a biztonsági tényező meghatározása

A megengedhető feszültség σ_{meg} , τ_{meg} (σ_a , τ_a), helyes megválasztása a szilárdsági méretezések egyik legbonyolultabb feladatának tekinthető.

Mivel a valós műszaki alkalmazásokban nem ismerjük a ténylegesen ébredő feszültséget és az adott igénybevételre érvényes szilárdsági határértékek pontos értékeit sem, a megengedett feszültséget az alkatrész használhatatlanságát okozó határfeszültség és egy biztonsági tényező (k) hányadosaként fejezzük ki:

$$\sigma_{meg} = \frac{\text{határfeszültség}}{\text{biztonsági tényező}} = \frac{\sigma_{határ}}{k} \quad (1.11)$$

A határfeszültség az anyag tönkremenetelét jellemzi, értéke pedig attól függ, hogy mi a méretezési feladat. Az alkatrészek anyagától függően más-más szilárdsági jellemzőt tekintünk határfeszültségnek:

Rideg anyagok a szakítószilárdság R_m elérésével válnak használhatatlanná:

$$\sigma_{meg} = f(R_m) \text{ (öntöttvas és öntvény esetén nyomásra)}$$

$\sigma_{meg} = \frac{R_m}{k}$, ahol $k = 1,5 \div 3$ (öntöttvas, műanyagok, kerámia – ahol nincs folyási jelenség)

Képlékeny anyagok esetében az R_{eH} vagy az R_{p02} folyáshatár jelenti a határfeszültséget, mert ennek elérésekor az anyag alakváltozása már megengedhetetlenül nagy lesz:

$\sigma_{meg} = \frac{R_{eH}}{k}$, ahol $k = 1,5 \div 2$ (acél, acélöntvény, könnyűfémek és ötvözeteik)

Magas hőmérsékleten működő elemek esetében az anyag R_L meleg folyáshatárával vagy a tartós folyáshatárral kell számolni.

Változó igénybevétel következtében fellépő anyagfáradás esetén a kifáradási határt σ_D (σ_0) kell határfeszültségnek tekinteni.

A megengedhető feszültségek fent meghatározott értékeiből a csúsztatófeszültségek megengedett értéke különböző anyagok esetén a következő módon számítható:

Acél, acélöntvény, réz, bronz esetében:	$\tau_{meg} = 0,65\sigma_{meg}$
Alumíniumra és ennek ötvözeteire:	$\tau_{meg} = 0,7\sigma_{meg}$
Öntöttvasra és öntvényre:	$\tau_{meg} = \sigma_{meg}$

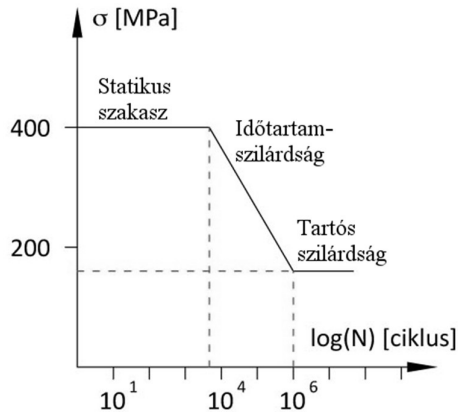
A biztonsági tényező több, az alkatrész szempontjából fontos jellemző alapján megválasztott tapasztalati érték. Fontos megjegyezni, hogy ez nem a túlterheléssel szembeni biztonságot, hanem a számítás bizonytalanságának mértékét jellemzi (minél nagyobb a bizonytalanság, annál nagyobb a biztonsági tényező).

A határfeszültségek lehető legpontosabb meghatározásához szükséges, különböző szempontokhoz tartozó részértékeit különböző, a szakirodalomban található táblázatok tartalmazzák. Ezeket a tényezőket összeszorozva általában $\approx 1,6 \div 6$ közötti értékeket kapunk. A mindennapi tervezési gyakorlatban a biztonsági tényező értéke 3 körül van.

1.3. A kifáradási határfeszültség

A fáradásos törés jelenségére első ízben Wöhler figyelt fel, amikor azt tapasztalta, hogy vasúti kocsik tengelyei ismételt váltakozó terhelés esetén a statikusvizsgálat során megállapított értéknél jóval kisebb feszültségen való működés során mennek tönkre.

A fáradásos törések sajátos módon jönnek létre. Az igénybevétel bizonyos számú ismétlődése után egy, esetleg több feszültséggyűjtő helyről is egyszerre hajszálrepedések indulnak ki. Ezek kiterjednek, aminek következtében az ép keresztmetszet jelentősen csökken és az alkatrész hirtelen eltörik.



4. ábra. Egyszerűsített Wöhler-féle görbe

Wöhler vizsgálatainak célja eredetileg a törést okozó feszültség meghatározása volt, az igénybevételek ismétlődésszámának függvényében. Az eredmények azt mutatták, hogy a függvénygörbe (4. ábra) három, egymástól jól elkülöníthető szakaszból tevődik össze. Különösen jól ábrázolható ez, ha az N független változót, az ismétlődések számát logaritmikus léptékben ábrázoljuk. Az első szakaszban –acélok esetén kb. 10^4 ismétlődésig – nem csökken a törést okozó feszültség, majd az ezt követő második szakaszban, mintegy 10^6 ismétlődésszámig, kvázi lineáris módon csökken. A harmadik szakaszt az jellemzi, hogy az ismétlődések számának növekedése ellenére sem változik a törést okozó feszültség értéke. Ezt az értéket a σ_D kifáradási határnak nevezzük.

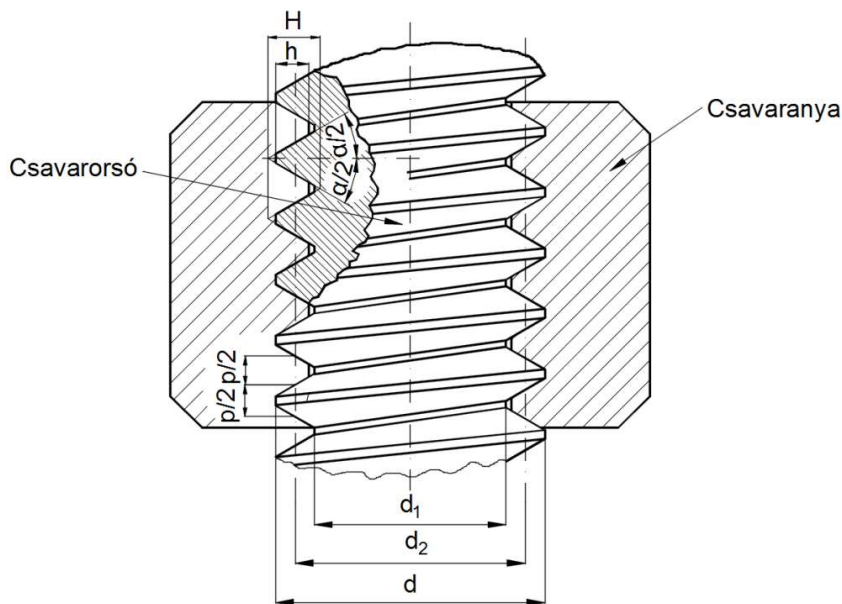
Látható, hogy mintegy 10 000 ismétlődésig nincs kifáradás, tehát ezzel nem kell számolnunk, de ha a törés szempontjából korlátlan élettartamra törekszünk, akkor ismétlődő igénybevétel esetén σ_D figyelembevételével kell méreteznünk. Az időtartam-szilárdság szakaszának adott élettartamra való méretezés opciója esetében van jelentősége.

2. Csavarkötések

A csavarkötés az egyik leggyakrabban alkalmazott kötés a gépszerkezetekben. Ezeknek az előnye abban áll, hogy biztonságosak és ugyanakkor könnyen szétszerelhetők.

Egy csavarkötés létrehozására egy csavarorsó és egy csavaranya szükséges (5. ábra). A kapcsolat a két elem között a csavarmenet-felületen keresztül történik.

A csavarmenet alapeleme a csavarvonal, amelyet úgy kapunk meg, hogy egy d átmérőjű hengerre rátekerünk egy derékszögű háromszöget (6. ábra). Ezáltal a háromszög átfogója csavarvonallá alakul.



5. ábra. Csavarkötés

A csavarvonal emelkedési szögét a d átmérőjű hengeren a terítékből számítjuk:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{p_z}{\pi d} = \frac{zp}{\pi d} \quad (2.1)$$

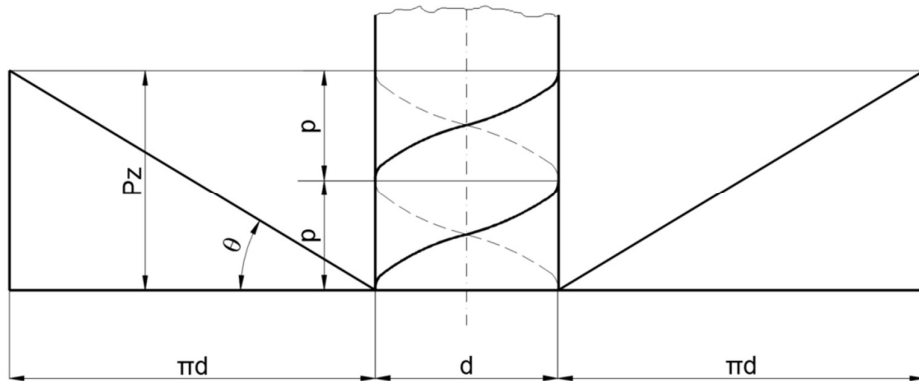
A 2.1 képlet jelölései a következők:

p_z – a csavarvonal menetosztása,

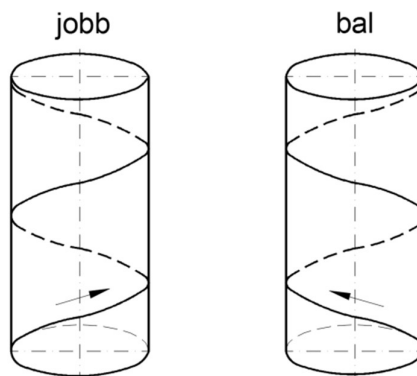
z – a csavarvonalak száma (bekezdések száma),

p – menetemelkedés,

θ – a csavarvonal emelkedési szöge (a menetemelkedési szög).



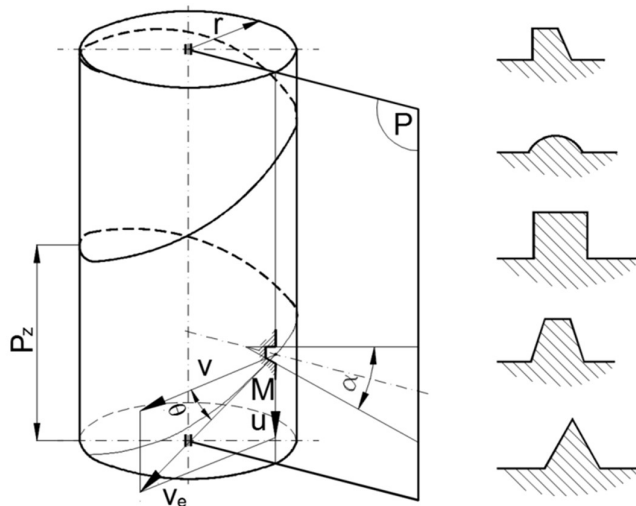
6. ábra. A csavarvonal képzése



7. ábra. A csavarvonal hajlása

A 2. ábrán feltüntetett csavarvonal jobb emelkedésű vagy jobb hajtású, mivel a függőleges tengelyhez képest balról jobbra haladva emelkedik. Ellenkező esetben a csavarvonal bal emelkedésű vagy bal hajtású (7. ábra).

A hengeren lévő csavarvonalat vagy térgörbét úgy is származtathatjuk, hogy egy, a forgástengelytől r távolságra illeszkedő M pontnak két összehangolt sebességértékkel jellemezhető mozgást biztosítunk (8. ábra). Az egyik mozgás az M pont tengely körüli forgása, a másik pedig a tengely irányában történő egyenes vonalú elmozdulása. A két mozgás eredője az M ponton áthaladó csavarvonalon való elmozdulás, az eredő sebesség pedig a csavarvonal érintője.



8. ábra. Az M pont sebessége a csavarvonal mentén

A 8. ábrán látható tengely menti u és tangenciális v sebességek közötti összefüggések a következők:

$$u = v \operatorname{tg} \theta = r \omega \operatorname{tg} \theta \rightarrow \frac{u}{\omega} = r \operatorname{tg} \theta = h, \quad (2.2)$$

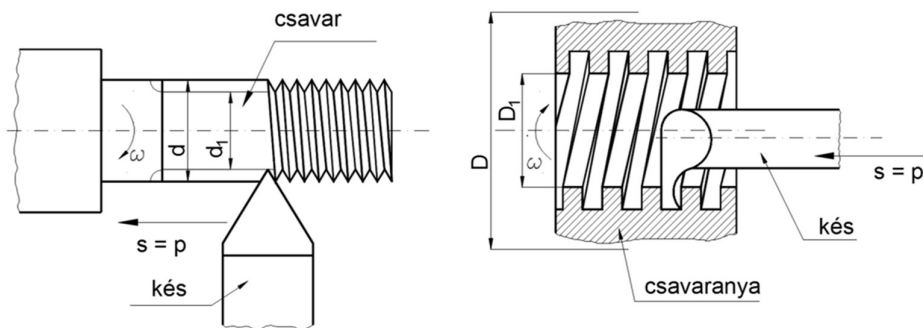
ahol h -val a csavarmozgás paraméterét jelöltük. Továbbá vegyük észre, hogy:

$$2\pi h = 2\pi r \operatorname{tg} \theta = \pi d \operatorname{tg} \theta = p_z \quad (2.3)$$

$$h = \frac{p_z}{2\pi}, \quad (2.4)$$

ahol h a csavarmozgás paramétere.

Ha az M pontban elhelyezünk egy adott profilú vágószerszámot (8. ábra), amelynek vágó élei a P síkban vannak, a hengert forgatjuk ω szögsebességgel és a szerszámot mozgatjuk u sebességgel a henger alkotóján, akkor egy, az adott P síkbeli profilhoz képest torzított profilú menetet kapunk (9. ábra).



9. ábra. Külső és belső csavarment generálása esztergán

A fenti alapfogalmak alapján a gépiparban használt meneteket a következő kritériumok szerint lehet osztályozni.

A hordozó test alakja szerint:

- hengeres menetek,
- kúpos menetek.

A profilszelvény alapján:

- éles menetek:
 - metrikus menet (M),
 - hüvelyment ("),
 - csőment (G).
- trapézment (Tr),
- lapos / négyzet (Pt),
- fűrés (S),
- zsinór (Rd).

A menetemelkedés nagysága szerint:

- normál menet,
- finom menet,
- nyújtott menet.

Bekezdések száma szerint:

- egy bekezdésű;
- több bekezdésű menet.

A menetirány alapján:

- jobb menet,
- bal menet.

A felhasználási célnak megfelelően:

- rögzítő menet,
- rögzítő és tömítő menet.
- mozgató menet.

A csavarszelvények méreteinek jelölései:

Minden menettípusra érvényesek az alábbi jelölések:

d, D – a csavarorsó és a csavaranya menetszelvényének külső mérete (ezt nevezzük névleges méretnek);

d_2, D_2 – a menetek középátmérője, azon hengernek az átmérője, amelynek a generátora mentén a menetszelvény borda- és hézagrészei egyenlők;

$d_1, D_1 (d_3)$ – a csavarorsó és csavaranya belső átmérői;

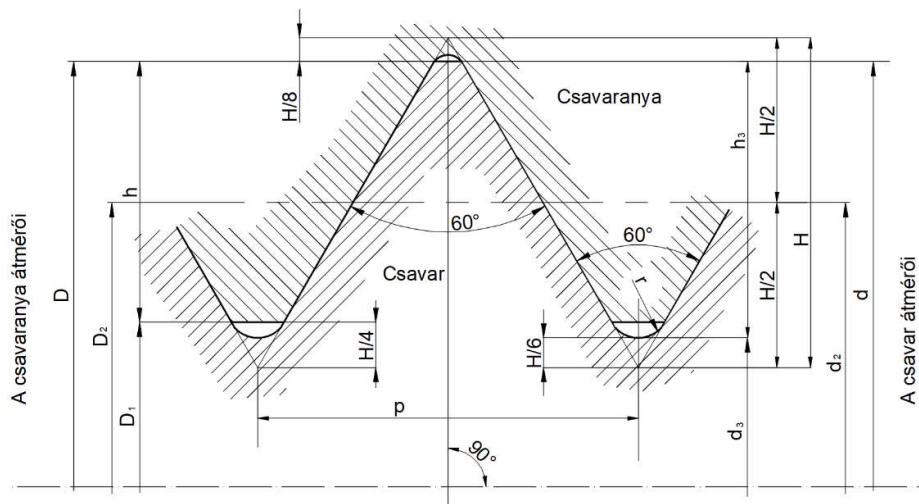
p – a csavarmenet emelkedése;

H – a származtató profil magassága;

H_1 – a menetszelvény teljes magassága;

H_2 – a menetszelvény hasznos magassága, vagyis a menetek érintkező részeinek tengelyre merőleges irányban mért mérete, lényegében a magassága;

A gyakorlatban leggyakrabban használt csavarmenetszelvények fontosabb méreteit a 10., 11., 12., 13. és 14. ábrákon tüntettük fel.



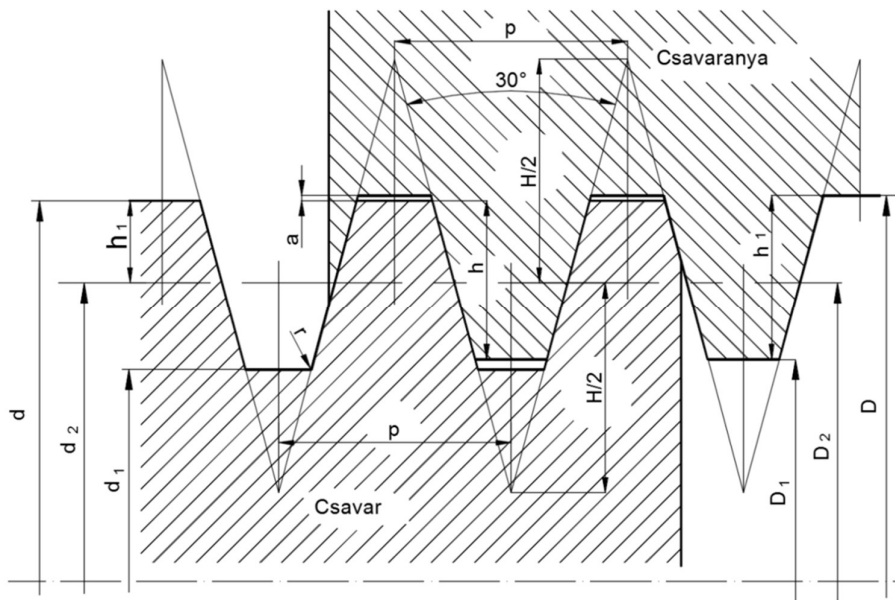
10. ábra. Élesmenet szelvénye

Az **élesmenet**, a **Withworth-menet** és ennek a csöveken használt, úgynevezett „**gázmenet**” változata rögzítési célokat szolgálnak, a gázmenet ezen kívül tömít is.

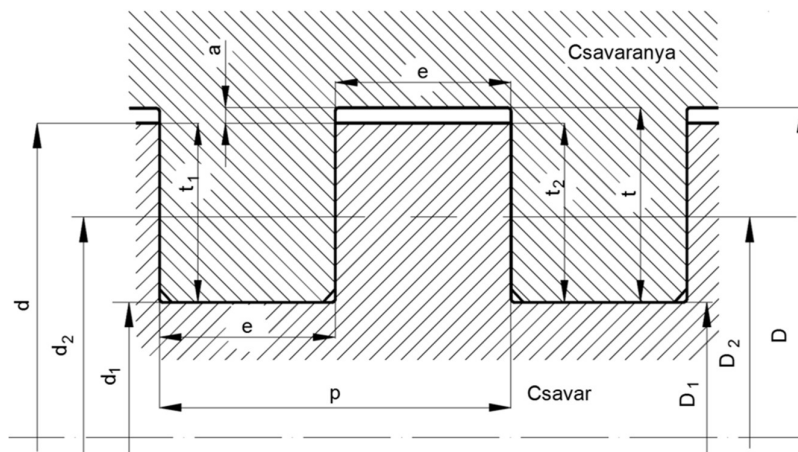
A **laposmenetet** csavar-anya, azaz csavarkapocs-mechanizmusoknál használják. Nagy hatásfoka mellett kicsi a merevsége, ezért alacsony a menetek megengedett terhelhetősége. Nem központosítható megfelelő módon, ezért a működés közben kiküszöbölhetetlen hézagok is előállhatnak. Mivel csak esztergálással gyárthatók, a gyártás termelékenysége alacsony.

A **trapézmenetet** szintén csavar-anya mechanizmusoknál használják. Ennek hatásfoka alacsonyabb, mint a laposmeneté, de merevsége és a menetek terhelhetősége magasabb. Jó központosítás valósítható meg általa, ugyanakkor marással való gyártása nagy termelékenységű.

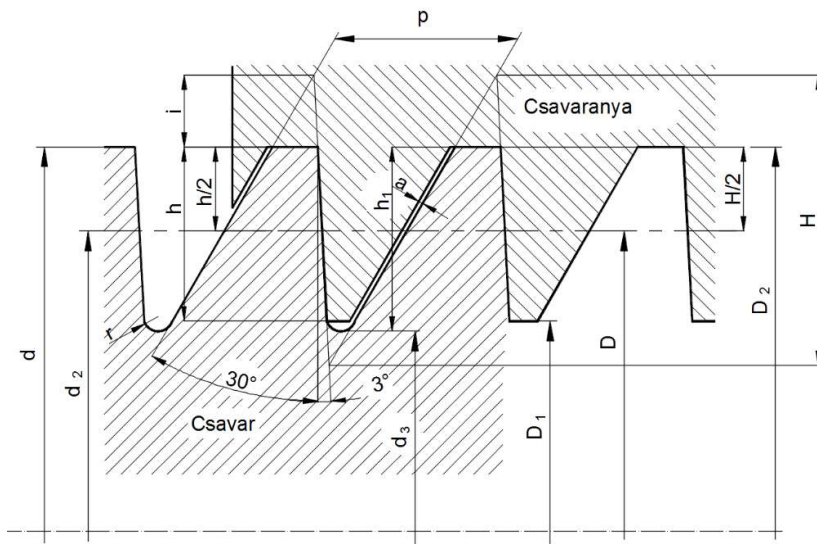
A **zsinórmenet** profilja egyenesekből és körívszakaszokból van felépítve. A trapézmenet egy sajátos fejlesztése, amelynek során a menetcsúcs és a menetfenék nagy kerekítésekkel van ellátva. Ezáltal jelentősen megnövekedik a menet fáradásos teherbírása, így igen jól alkalmazható nagy és dinamikus igénybevételekre (vasúti szerelvények, hidraulikus csatlakozások esetében).



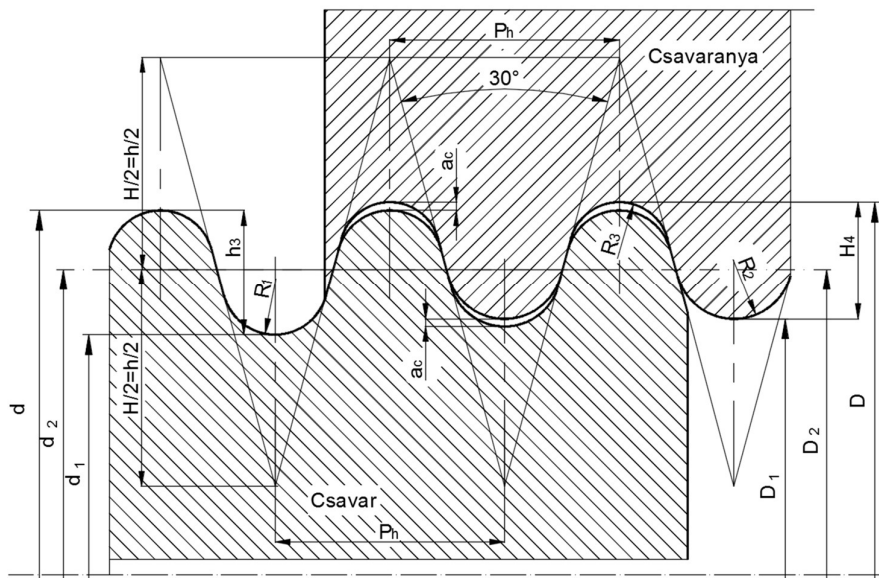
11. ábra. Trapézmenet szelvénye



12. ábra. Lapos- vagy négyzetmenet szelvénye



13. ábra. Fűrészmenet szelvénye

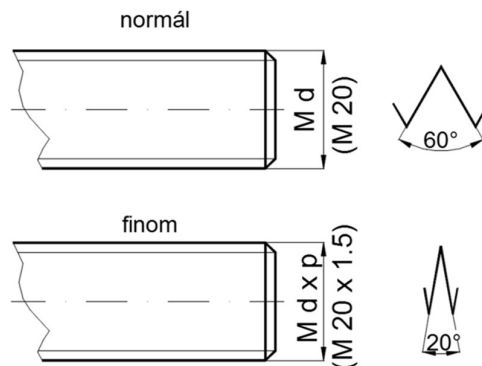


14. ábra. Zsinórmenet szelvénye

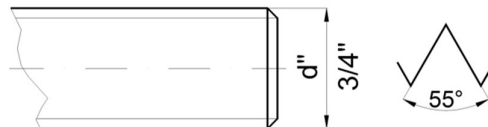
A **fűrészmenetet** szintén csavar-anya mechanizmusoknál használják. A menet-profilnak egy aktív (30°) és egy inaktív oldala van (30°). A lapos- és trapézmenet kombinációja a laposmenethez közelítő hatásfokot eredményez, a merevsége és a menetek terhelhetősége hasonló a trapézmenetéhez, ugyanakkor a nagy lekerekítéseknek köszönhetően jó a teherbírása fárasztásra (hengerek szorító szerkezete, sajtoló berendezések). Sajátosságai miatt csak egy irányban működhet terheléssel.

A menetek jelölése a rajzokon

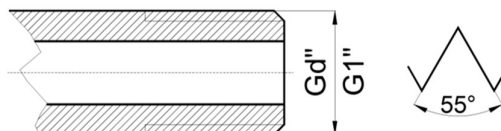
1. Métermenet



2. Whitworth-menet



3. Gázmenet

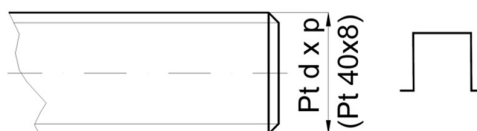


4. Trapézmenet



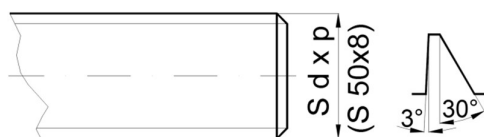
Több bekezdésű trapézmenet
Tr 40x14(P7) LH-bal irányú
Tr 40x14(P7) RH-jobb irányú

5. Laposmenet



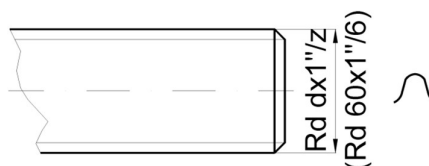
Pt 50x10(P5) LH-bal irányú
Pt 50x10(P5) RH-jobb irányú

6. Fűrészmenet



S 50x8(P4) LH-bal
S 50x8(P4) RH-jobb

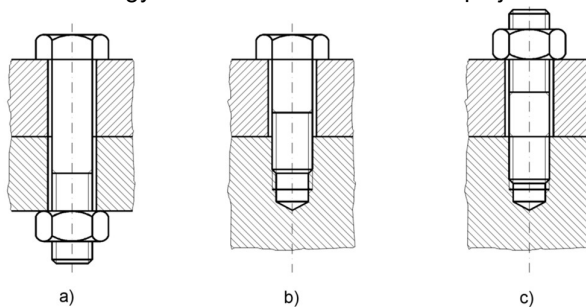
7. Zsinórmenet



A zsinórmenet esetében z-vel az egy angol hüvelyknyi hosszra (25,4 mm) eső egész menetek számát jelöltük.

2.1. Rögzítő csavarkötések

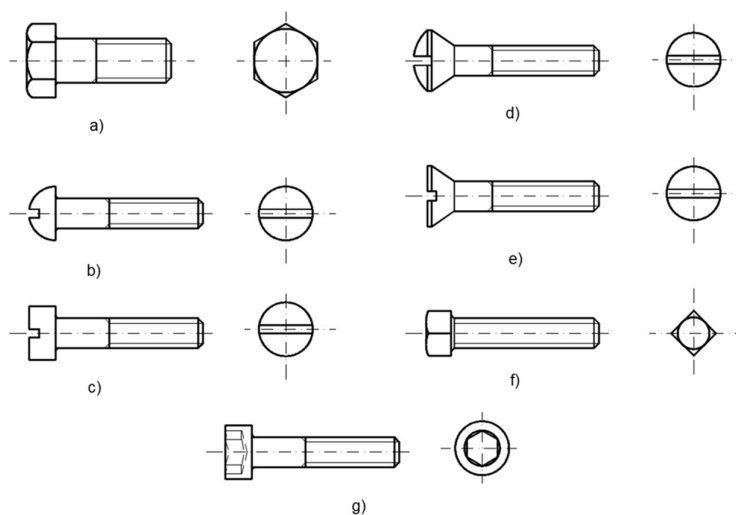
A 15. ábrán láthatók a gyakorlatban alkalmazott hatlapfejű csavarkötések.



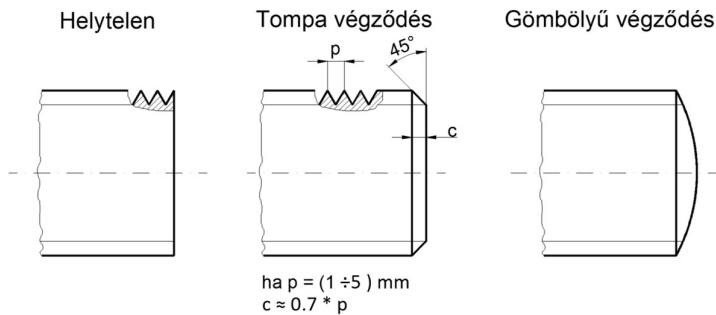
15. ábra. Hatlapfejű csavarkötések

Ha az összeszerelendő alkatrészekben nem vágható menet, akkor az a) megoldást alkalmazzák. Ellenkező esetben a b) megoldás jobb, mert nem növeli a szerkezet tömegét. A c) változaton látható a tőcsavarkötés.

A 16. ábra a gyakorlatban leggyakrabban alkalmazott, különböző fejkialakítású csavarokat szemlélteti.



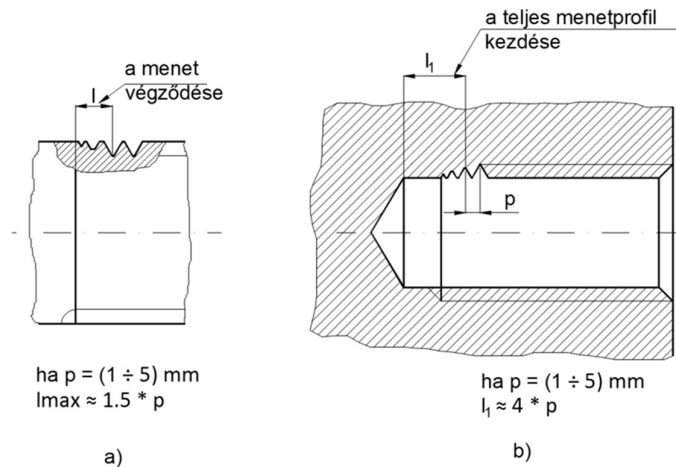
16. ábra. Csavarfejek: **a)** hatszögfejű csavar, **b)** félgömbfejű csavar, **c)** hengeres fejű csavar, **d)** lencsefejű csavar, **e)** süllyesztett fejű csavar, **f)** négyszögfejű csavar, **g)** belső imbusz kulcsnyílású hengeres fejű csavar



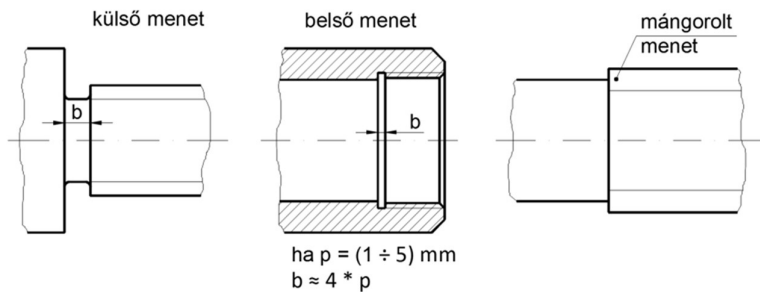
17. ábra. Csavarvégek ábrázolása

A csavarvégek kialakításánál figyelembe vesszük azt, hogy a csavar a belső menetbe könnyen becsavarható legyen. Ezért leggyakrabban a tompa végződést használjuk. Ha a menetet mángorlással vagy sajtolással állítják elő, ajánlatos a gömbölyű végződést alkalmazni (17. ábra).

A menetek elkészítésénél figyelembe kell venni azt, hogy bizonyos esetekben a menet nem teljes a megjelölt hosszon, amint ezt a 18. ábrán látjuk. Ez a jelenség akkor tapasztalható, ha a menetet metszővel vagy menetfúróval állítjuk elő, mivel ezek a szerszámok támadókúppal vannak ellátva, és emiatt a metszett profil magassága is fokozatosan növekedik.



18. ábra. Menetmetszővel vagy menetfúróval készített csavarmenetek végződése: **a)** külső menet, **b)** belső menet

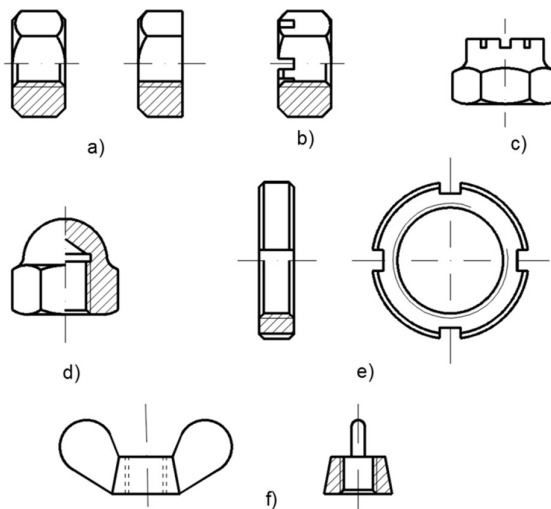


19. ábra. Késsel vagy mángorlással elkészített csavarmenetek végződése

Ha a menetet esztergakéssel vagy mángorlással készítik, akkor a 19. ábrán lévő módon kell a hordozófelületeket kialakítani.

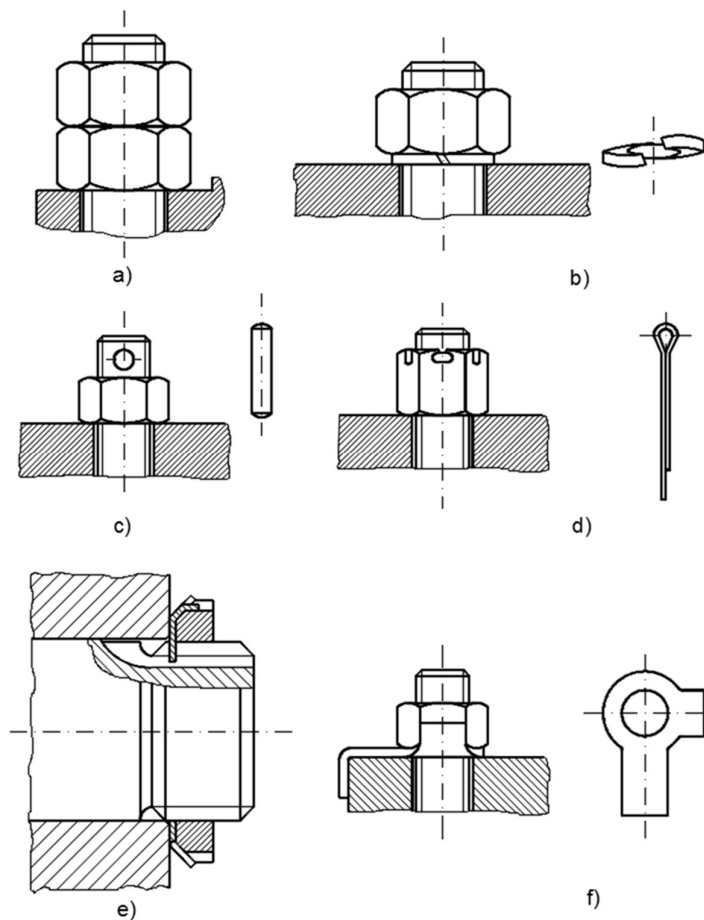
2.1.1. Csavaranyák

A csavaranyák, rendeltetésüknek függvényében, különböző kialakításúak lehetnek, melyek közül a leggyakrabban előforduló megoldásokat a 20. ábra szemlélteti.



20. ábra. Különböző alakú csavaranyák: **a)** hatlapú anyák, **b)** hatlapú koronásanya, **c)** hatlapú alacsony koronásanya, **d)** hatlapú magas zártanya, **e)** palástthornyos anya, **f)** szárnyas anya

Általában a rögzítő csavarkötések önzáróak, ami azt jelenti, hogy a csavarorsóra becsavart csavaranya megmarad a végleges helyzetében. Ez csak akkor valósul meg, ha a csavarkötés nincs kitéve lökészerű igénybevételnek vagy rezgéseknek. Ha a működés során mégis állandó dinamikus hatások lépnek fel, annak érdekében, hogy a gépszerkezet működése során a csavarkötés ne lazuljon fel, szükséges a csavaranya biztosítása. Ilyen megoldások láthatók a 21. ábrán.



21. ábra. Különböző csavarbiztosítási megoldások: **a)** biztosítás ellenanyával, **b)** biztosítás rugós alátéttel, **c)** biztosítás szeggel, **d)** biztosítás sasszeggel, **e)** biztosítás fogas alátéttel, **f)** biztosítás két nyelvű biztosítólemezzel

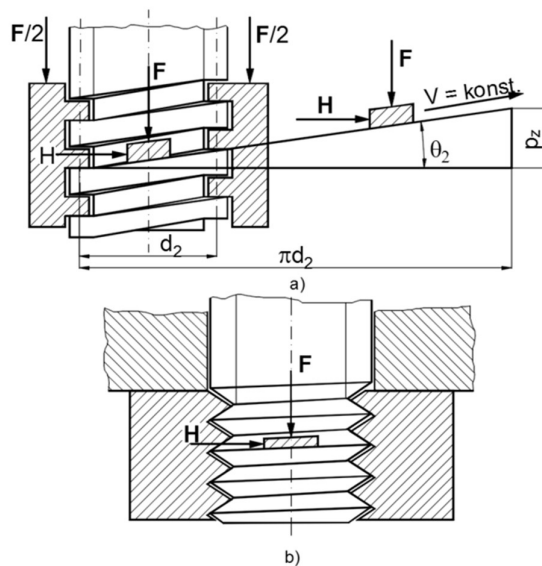
2.1.2. A csavarkötések gyártására alkalmazott anyagok

A gépszerkezetekben alkalmazott csavarkötések anyagának megválasztása a működési tényezők függvényében történik. Ezeket figyelembe véve, a gépgyártásban leggyakrabban acélcsavarokat használnak. A felhasznált acélok lehetnek:

- szerkezeti acélok: S235JR (OL37), S275JR (OL44), S355JR (OL52), E295 (OL50), E335 (OL60), SR EN 10025;
- nemesített acélok: OLC25, OLC35, OLC45, STAS 880-88;
- ötvözött acélok: 33MoCr11, 41CrNi12, 15CrNi15, 18MoCrNi13, STAS 791-88.

A menetek teherbíró képességét különböző hőkezelési eljárások (nemesítés, cementálás, nitrálás, edzés) vagy speciális megmunkálások (kőszőrülés, hideghengereelés stb.) alkalmazásával lehet növelni. Abban az esetben, ha a csavarkötés korrózióknak van kitéve, a csavarokat rézötvözetekből szokták készíteni. Kisebb terhelések esetében műanyagból készült csavarokat is lehet használni.

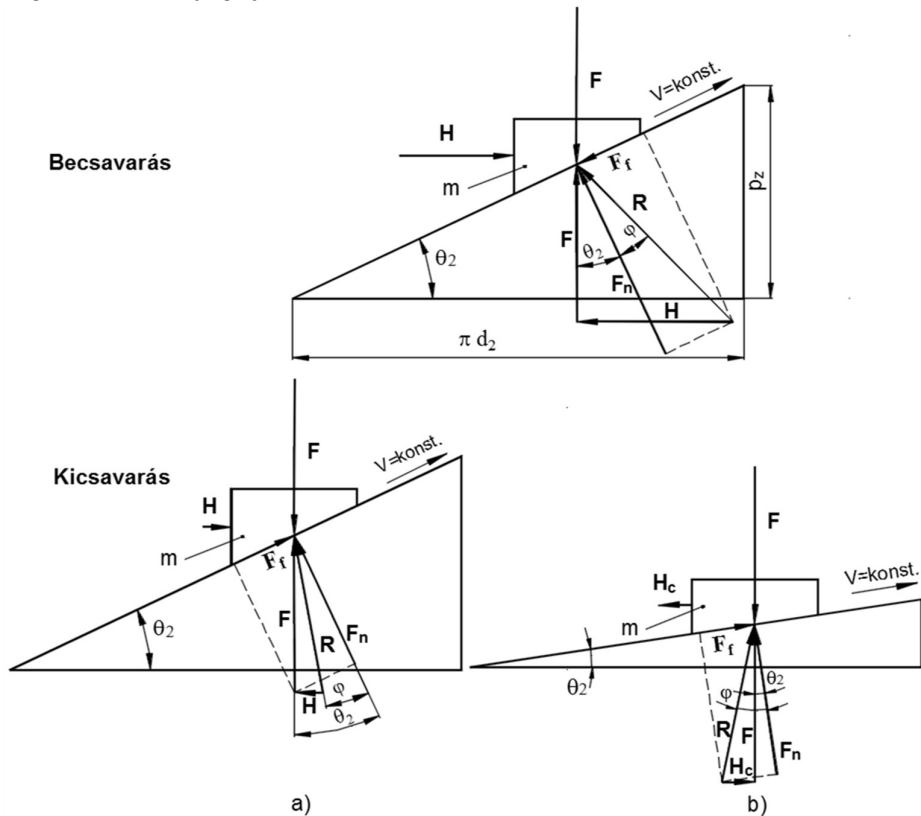
2.1.3. A csavarkötésekben fellépő erők



22. ábra. A csavarkötésre ható erők

Az F terhelés alatt lévő csavaranya csavarorsón való elforgatásához egy H vízszintes, a csavar tengelyére merőleges irányú, a menetprofil középkörét érintő erő szükséges. A két erő közötti összefüggést úgy lehet felírni, hogy a d_2 átmérőjű hengerről lecsavarjuk a csavarvonalat. Így egy olyan derékszögű háromszöget kapunk,

amelynek befogói πd_2 és p_z (22. ábra). Ily módon a csavaranya becsavarását egyenértékűnek tekinthetjük az m tömegű test (csavaranya) lejtőn való elmozdításával. Az erők közötti összefüggések egyszerűen felírhatók, ha az m tömegű test elmozdulása a lejtőn konstans sebességgel történik, mivel ez esetben a tehetetlenségi erőket elhanyagoljuk.



23. ábra. Az erőjáték a csavaranya becsavarására és kicsavarására: **a)** kicsavarása $\theta_2 > \varphi$ esetében **b)** kicsavarása $\theta_2 < \varphi$ (önzárás) esetében

Amint a statikából ismert, a csavaranya akkor van egyensúlyban, ha az $\mathbf{F}$ és $\mathbf{H}$ külső erők $\mathbf{R}$ eredőjét az $\mathbf{F}_n$ normálerőből és az erre merőleges, $\mathbf{F}_f$ ($F_f = \mu F$) súrlódási erőből álló kényszererő-rendszer $\mathbf{R}$ eredője kioltja. A be-, illetve kicsavarás eseteit az különbözteti meg, hogy a súrlódási erő irányítása megváltozik, hiszen ez az erő mindig ellenszegül az elmozdítási szándéknak. Ennek alapján, a 22. ábra szerint felírhatók az erők közötti összefüggések:

A test elmozdításához szükséges vízszintes erő:

$$H = F \operatorname{tg}(\theta_2 + \varphi), \quad (2.5)$$

ahol a menet dőlésszöge (θ_2) és a súrlódási szög (φ) a (2.7) és (2.8) képletekkel számíthatók:

$$\theta_2 = \operatorname{arctg}\left(\frac{p_z}{\pi d_2}\right) \quad (2.6)$$

$$\varphi = \operatorname{arctg} \mu \quad (2.7)$$

Ha a θ_2 szög nagyobb, mint a φ súrlódási szög, akkor az anya szabadon való lecsavarodását egy felfelé taszító szándékú, vízszintes irányú **H** erő alkalmazásával tudjuk megállítani, tehát a csavarkapocs ez esetben nem önzáró (23a. ábra).

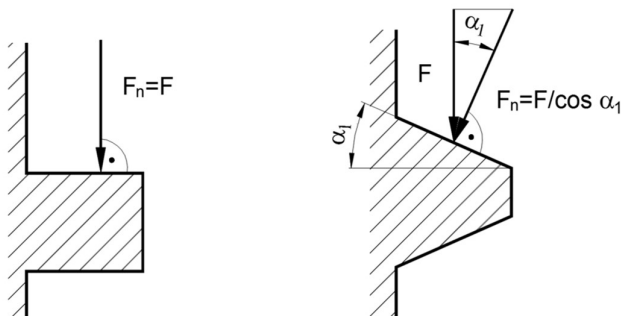
$$H = F \operatorname{tg}(\theta_2 - \varphi) \quad (2.8)$$

Ha θ_2 szög kisebb, mint a φ súrlódási szög (23b. ábra), az m tömegű test lecsúszása, vagyis a csavaranya kicsavarodása csak akkor jöhet létre, ha egy vízszintes irányú, de lefele taszító szándékú **H_c** erőt alkalmazunk. Tehát **H_c** > 0, vagy $\varphi > \theta_2$. Az olyan meneteket, amelyek kielégítik a $\theta_2 \leq \varphi$ feltételt, önzáró meneteknek nevezzük.

$$H_c = F \operatorname{tg}(\varphi - \theta_2) \quad (2.9)$$

A rögzítő csavarok általában önzáróak. Ez azt jelenti, hogy ha a csavaranyát megszorítjuk, akkor az a csavarorsóhoz viszonyított helyét megőrzi (nem csavarodik le a csavarorsóról). Ha azonban a csavarkötés ütősszerű igénybevételnek vagy rezgéseknek van kitéve, akkor a fellazulás elkerülésére a kapcsot további elemek illesztésével kell biztosítani.

A 2.6–2.10 képleteket egyszerűsített modellen, éspedig a laposmenet modelljén vezettük le. Az éles-, trapéz- vagy fűrészmenetek esetében az erők képletei ehhez képest módosulnak (24. ábra).



24. ábra. Lapos- és trapézmenetprofil

Laposmenet estében a súrlódási erő és a súrlódási szög az alábbi képletekkel számítható:

$$F_f = \mu F_N = \mu F \quad (2.10)$$

$$\mu = \operatorname{tg} \varphi \quad (2.11)$$

Háromszög, trapéz vagy fűrészenet estében a normál- és a súrlódási erő képleteit a menetszelvény profilszöge (α_1) befolyásolja:

$$F_N = \frac{F}{\cos \alpha_1} \quad (2.12)$$

$$F_f = \mu F_N = \mu \frac{F}{\cos \alpha_1} = \frac{\mu}{\cos \alpha_1} F = \mu_1 F \quad (2.13)$$

$$\mu_1 = \frac{\mu}{\cos \alpha_1} = \operatorname{tg} \varphi_1 \quad (2.14)$$

A $\mu_1 = \operatorname{tg} \varphi_1$ értéket redukált súrlódási tényezőnek nevezzük.

A redukált súrlódási tényező bevezetésével az éles-, trapéz-, illetve fűrészmenetekre számított erők képletei a következő alakot öltik:

Becsavarás esetén:

$$H = F \operatorname{tg}(\theta_2 + \varphi_1) \quad (2.15)$$

Kicsavarás esetén:

$$H = F \operatorname{tg}(\theta_2 - \varphi_1) \quad (2.16)$$

$$H_c = F \operatorname{tg}(\varphi_1 - \theta_2) \quad (2.17)$$

Az önzárás feltétele:

$$\theta_2 \leq \varphi_1 \quad (2.18)$$

Metrikus menetek esetében $\alpha_1 = 30^\circ$, tehát $\mu_1 = 1,15 \cdot \mu$

Whitworth-meneteknél $\alpha_1 = 27^\circ 30'$, így $\mu_1 = 1,13 \cdot \mu$

Trapézmenetekre $\alpha_1 = 15^\circ$, tehát $\mu_1 = 1,05 \cdot \mu$

A súrlódás, tehát a befektetett energiaveszteség a laposmenetek esetében a legkisebb.

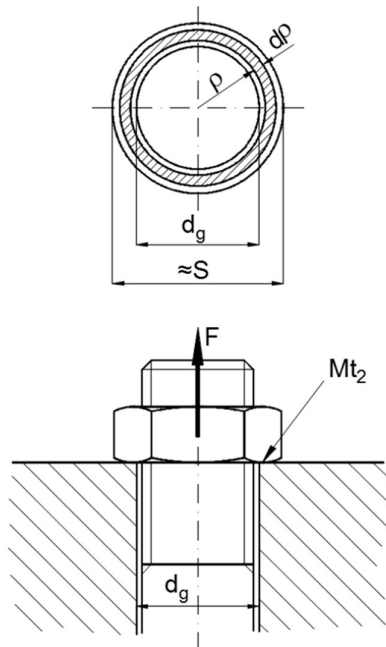
2.1.4. A csavarkötésekben fellépő nyomatékok

Rögzítő csavarkötés esetében a csavaranya elfordításához általában két nyomatékot szükséges legyőzni:

1. az $\mathbf{M}_{t1}$ nyomaték a menetfelületek között fellépő súrlódási erők és a tangenciális erő együttes nyomatékát kell, hogy legyőzze;
2. az $\mathbf{M}_{t2}$ forgatónyomatéknak viszont a csavaranya és a felfekvő felület kölcsönhatását jellemző megoszló erőrendszer súrlódási nyomatékát kell ellensúlyoznia (25. ábra).

A csavarkötés tengelyére felírhatjuk, hogy

$$M_t = M_{t1} + M_{t2} \quad (2.19)$$



25. ábra. Az alkatrész és az anyacsavar között megjelenő súrlódás legyőzéséhez szükséges M_{t2} nyomaték

A menetek között lévő súrlódás legyőzésére, becsavarásnál, az M_{t1} nyomaték könnyen felírható, ismerve a H erő kifejezését [(2.6)és (2.16) képletek],

$$M_{t1} = \frac{1}{2} d_2 H = \frac{1}{2} d_2 F \operatorname{tg}(\theta_2 + \varphi_1), \quad (2.20)$$

ahol d_2 a menet középtátmérője.

Az M_{t2} nyomaték értékét úgy számítjuk ki, hogy a súrlódó felületet tökéletes körgyűrűnek tekintjük, amelyen egyenletes eloszlású erőrendszer ébred. A számítási képletet a terhelés F értéke és a csavarkötésre jellemző μ súrlódási együttható alapján a következő alakban keressük:

$$M_{t2} = F_f \frac{d_m}{2} = \mu F \frac{d_m}{2}, \quad (2.21)$$

ahol

$$d_m = \frac{S + d_g}{2}, \quad (2.22)$$

S a kulcsnyílás, d_g pedig a furat átmérője.

A műszaki mechanikában ismertetett módszer alapján, amely feltételezi, hogy a körgyűrű alakú felületen egyenletes p nyomáseloszlás alakul ki, a keletkező súrlódó nyomaték a következőképpen számítható:

$$dM_{t2} = dF_f \rho = \mu dF \rho = \mu p 2\pi \rho d\rho = 2\pi \mu p \rho^2 d\rho \quad (2.23)$$

$$M_{t2} = 2\pi \mu p \int_{\frac{d_g}{2}}^{\frac{S}{2}} \rho^2 d\rho = 2\pi \mu p \frac{S^3 - d_g^3}{24} \quad (2.24)$$

$$M_{t2} = \frac{1}{12} \pi \mu p (S^3 - d_g^3) \quad (2.25)$$

Ha az érintkező felületen (súrlódó felületen) a nyomáseloszlás egyenletes, akkor a p felületi nyomás értékét a következőképpen számítjuk:

$$p = \frac{4F}{\pi(S^2 - d_g^2)} \quad (2.26)$$

Behelyettesítve a (2.26) összefüggést a (2.25)-be, a nyomaték képlete a következőképpen alakul:

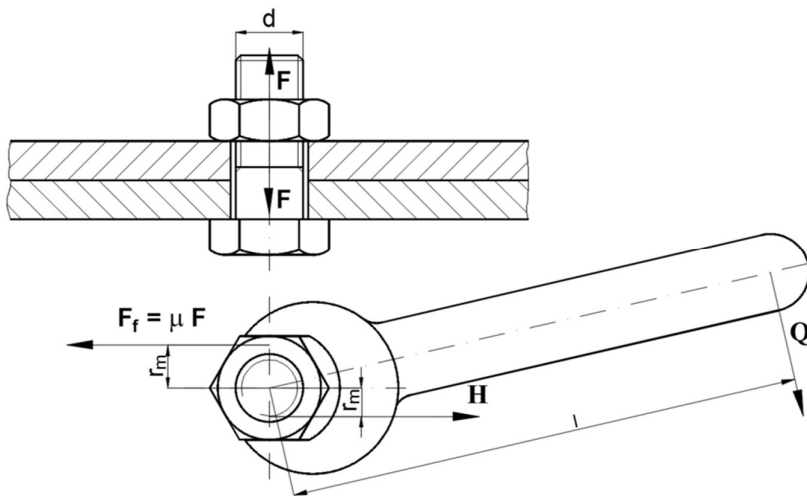
$$M_{t2} = \frac{1}{3} \mu F \frac{S^3 - d_g^3}{S^2 - d_g^2} \quad (2.27)$$

A (2.22), (2.25) és (2.27) képletek összevetésével kapjuk, hogy:

$$d_m = \frac{2 S^3 - d_g^3}{3 S^2 - d_g^2} \quad (2.28)$$

Abban az esetben, ha a csavaranyát villás kulccsal szorítjuk meg (26. ábra), felírható a következő összefüggés:

$$Ql \geq M_{t1} + M_{t2} \quad (2.29)$$



26. ábra. A csavaranya szorítása villás kulccsal

Kézi szorítás esetében az erőkart kell kiszámítanunk, ami a (2.29)-ből következik:

$$l \geq \frac{M_{t1} + M_{t2}}{Q} \quad (2.30)$$

Általánosan elfogadott, hogy a kulcsot kezelő személy által kifejezett erő $Q = (150 \div 300) \text{ N}$ (szabványosított).

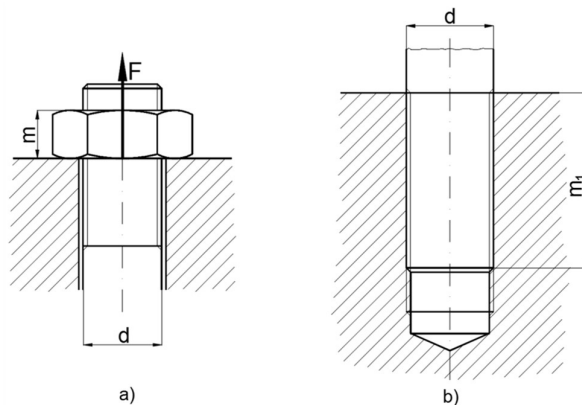
A csavarkötésben megjelenő erők és nyomatékok kiszámításához szükséges súrlódási tényezők az 1. táblázatból választhatók ki.

1. táblázat. Súrlódási tényezők

A felület jellemzője	Kenés nélkül Nincs zsírtalanítva	Olajkenés	Kenés Molykote adalékkal
Fényes	0,2–0,35	0,16–0,23	0,13–0,19
Foszfátzott	0,28–0,40	0,16–0,40	0,13–0,19
Foszfátzott és feketített	0,26–0,37	0,24–0,27	0,14–0,21
Galvanikusan horganyozott	0,14–0,20	0,14–0,19	0,10–0,17
Galvanikusan kadmiumozott	0,1–0,19	0,10–0,17	0,13–0,17

2.1.5. A csavarkötés meneteiben megjelenő feszültségek

A terhelés a csavarkötés menetein nem oszlik meg egyenletesen, ezért a feszültségek pontos számítása igen bonyolult.



27. ábra. Az érintkezési zóna hosszúsága: **a)** csavaranya magassága, **b)** a csavarorsó becsavarási hosszúsága

Adott csavarkötésben az érintkező menetek számát általában a 27. ábrán látható jelölésekkel a következőképpen írhatjuk fel:

$$z = \frac{m}{p} \quad \text{vagy} \quad z = \frac{m_1}{p}, \quad (2.31)$$

ahol m és m_1 az érintkezési zóna hosszúsága a csavarkötés tengelye mentén, p pedig a menetemelkedés vagy osztás.

Egyszerűsített számítás elvégzéséhez elegendő, ha úgy tekintjük, hogy $z' = \frac{2}{3}z$ menetre a terheléseloszlás egyenletes.

A menetek érintkezési zónájának hosszát (a csavaranya magasságát) gyakorlati adatok alapján határozzák meg.

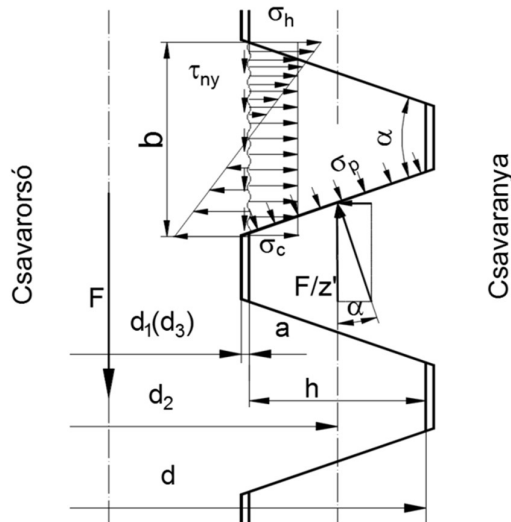
Szabványos csavaranya magassága a (27a. ábra) $m = 0,8d$.

Nagy terhelések esetében az $m = (1,2 \div 1,6)d$ érték ajánlott.

Kis terhelések esetében elegendő az $m = (0,5 \div 0,6)d$ csavaranya-magasság.

A csavarorsó legkisebb ajánlott becsavarási hossza (27b. ábra), $m_1 \approx d$ acél, $m_1 \approx 1,5d$ öntöttvas, illetve $m_1 \approx (2,5 \div 3)d$ alumínium esetében.

A menetek teherbírása a 28. ábra alapján ellenőrizhető.



28. ábra. A menetekben megjelenő feszültségek

A menetben megjelenő feszültségek:

A felületi nyomás a csavar és anya menetszelvényeinek oldalai között megjelenő felületi nyomás:

$$\sigma_p = \frac{F}{z' \pi d_2 h} \leq \sigma_{pmeg} = \frac{R_{p02}}{2 \div 3}, \quad (2.32)$$

ahol z' a kapcsolatban levő menetek száma

A hajlítási igénybevételt a menet érintkezési magasságában ható $\mathbf{F/z'}$ erő által létrehozott hajlítófeszültség jellemzi:

$$\sigma_h = \frac{F \frac{h}{2} + a}{z' W} = \frac{3F(h + 2a)}{z' \pi d_1 b^2} \quad (2.33)$$

A nyomófeszültséget, amely a csavarorsó belső magját terhelő feszültség, az alábbi képlettel számítjuk:

$$\sigma_c = \frac{F \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{z' \pi d_1 b} \quad (2.34)$$

A nyírófeszültség a menetszelvények tövénél jelentkezik és az alábbi képlettel számítható:

$$\tau_{ny} = \frac{F}{z' \pi d_1 b} \quad (2.35)$$

A menetben keletkezett egyenértékű feszültség, az V. szilárdsági hipotézis alapján, a következő lesz:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_h + \sigma_c)^2 + 3\tau_{ny}^2} \leq \frac{R_{p02}}{2}, \quad (2.36)$$

ahol R_{p02} a csavarorsó anyagának a folyási határa.

2. táblázat. Csavarok gyártásánál használt acélok szilárdságtani jellemzői

Az acélminőség jele	Szakítószilárdság R_m [N/mm ²]	Folyáshatár R_{p02} [N/mm ²]
S235 (OL37)	365–440	210–240
S275 (OL44)	430–580	210–270
E295 (OL50)	490–610	270–290
E335 (OL60)	610–710	300–320
OLC25	460–500	280–310
OLC35	540–580	320–360
OLC45	620–660	360–400
AUT9	370–520	210
AUT12	420–570	220
AUT20	460–610	250
33MoCr11	900	700
41CrNi12	980–1180	830
15CrNi15	1000	850
18MoCrNi13	1080–1420	830
21MoMnCr12	1180–1520	880

2.1.6. A csavarorsó méretezése

A csavaranya becsavarásánál (megszorításánál) a csavarorsóban egy húzó- és egy csavarófeszültség jelenik meg. A húzófeszültséget az **F** előfeszítő erő hozza létre (29a. ábra). A kötés meghúzásához szükséges **M_{t1}** nyomaték az orsóban τ_t csavaró feszültséget kelt. Ezek számítási képletei a következők:

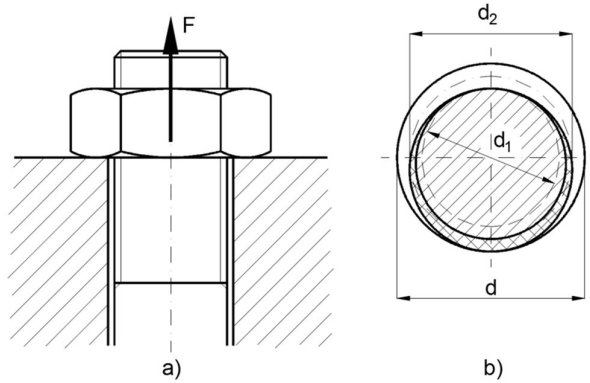
Húzófeszültség:

$$\sigma_t = \frac{4F}{\pi d_s^2} \quad (2.37)$$

Csavarófeszültség:

$$\tau_t = \frac{16M_{t1}}{\pi d_s^3}, \quad (2.38)$$

ahol d_s a feszültségi keresztmetszet átmérője (29b. ábra).



29. ábra. Rögzítő csavarkötés: **a)** az előfeszítő erő a csavarkötésben, **b)** a csavarorsó keresztmetszete

$$A_s = \frac{\pi d_s^2}{4}, \quad \text{ahol} \quad d_s = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (2.39)$$

Figyelembe véve a (2.21) kifejezést, a csavarorsóban ébredő egyenértékű feszültség a Huber–Mises–Hencky-féle hipotézis alapján a következőképpen írható fel:

$$\begin{aligned} \sigma_{red} &= \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau_t^2} = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_s^2}\right)^2 + 3\left[\frac{8d_2 F \operatorname{tg}(\theta_1 + \theta_2)}{\pi d_s^3}\right]^2} = \\ &= \frac{4F}{\pi d_s^2} \sqrt{1 + 3\left[2\frac{d_2}{d_s} \operatorname{tg}(\theta_2 + \varphi_1)\right]^2} = \sigma_t k, \end{aligned} \quad (2.40)$$

$$\text{ahol } k = \sqrt{1 + 3\left[2\frac{d_2}{d_s} \operatorname{tg}(\theta_2 + \varphi_1)\right]^2}$$

Élesmenetek esetében:

$$\theta_2 = 2^\circ \div 3^\circ \approx 2,5^\circ; \quad \frac{d_2}{d_s} = 1,065 \div 1,039 \approx 1,05;$$

$\mu = 0,15$ acél-acél anyaggárosítás estében;

$$\mu_1 = \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,15}{\cos \frac{60^\circ}{2}} = 0,173; \quad \varphi_1 = \arctan \mu_1 = \operatorname{arctg} 0,173 \approx 10^\circ;$$

$$\operatorname{tg}(\theta_2 + \varphi_1) = \operatorname{tg}(2,5^\circ + 10^\circ) \approx 0,22;$$

$$k = \sqrt{1 + 3 \left[2 \frac{d_2}{d_s} \operatorname{tg}(\theta_2 + \varphi_1) \right]^2} = \sqrt{1 + 3 [2 \cdot 1,05 \cdot 0,22]^2} \approx 1,28.$$

Az élesmenettel készített csavarorsóban az egyenértékű feszültség így alakul:

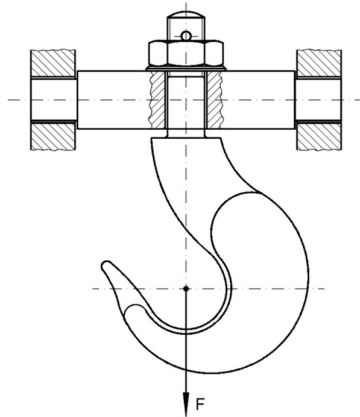
$$\frac{4F}{\pi d_s^2} 1,28 \leq (0,8 \div 0,9) R_{p02} \quad (2.41)$$

A megengedett előfeszített erő értékét a következőképpen számoljuk:

$$F \leq \frac{(0,8 \div 0,9) R_{p02} \frac{\pi d_s^2}{4}}{1,28} \quad (2.42)$$

Ha az anya becsavarásánál nem keletkezik előfeszítő erő, például a daruhorog esetében (30. ábra), akkor a csavarorsót csak húzásra számítjuk.

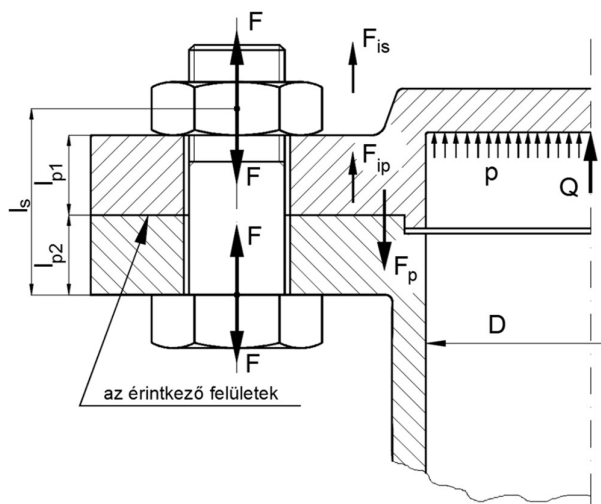
$$F \leq \frac{\pi d_s^2}{4} (0,8 \div 0,9) R_{p02} \quad (2.43)$$



30. ábra. A daruhorog felfüggesztése

2.1.7. Üzemi terheléssel működő csavarkötések

A csavarkötést terhelő erők a gépszerkezet működése közben az összeszerelt (összefogott) gépalkatrészek alakváltozásainak függvényében változnak.



31. ábra. A csavarkötés terhelése működés közben

Tekintsük a 31. ábrán szemléltetett D átmérőjű hengert, amelyben a működés során keletkező p nyomás hatására a hengerfedelelet egy Q erő terheli. A Q erő értékét p és D függvényében írjuk fel:

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} p, \quad (2.44)$$

ahol p a hengerben lévő folyadék nyomása.

A Q erő megoszlik a csavarkötéseken. A megoszlást egyenletesnek tekintjük, így egyetlen csavarkötésre jutó erő értéke a következő:

$$F_i = \frac{Q}{z}, \quad (2.45)$$

ahol z a csavarkötések száma.

Mivel a csavarkötés rugalmas rendszert alkot, az F_i erőnek F_{is} része növeli a csavarorsóban lévő F előfeszítő erőt, és egy F_{ip} erő fellazítja a csavarfej és a csavaranya közé befogott alkatrészek között létrejött szorítást.

Felírható tehát, hogy az F_{is} és F_{ip} erők összege egyenlő a csavarkötésre ható F_i erővel:

$$F_{is} + F_{ip} = F_i \quad (2.46)$$

Mivel az alkatrészek között hézag nem keletkezik, kijelenthetjük, hogy az F_{is} által okozott alakváltozás (deformáció) a csavarorsóban egyenlő lesz az F_{ip} által okozott fellazulási alakváltozással az összefogott alkatrészekben.

Tehát:

$$\delta = \frac{F_{is} l_s}{E_s A_s} = \frac{F_{ip} l_{p1}}{E_{p1} A_{p1}} + \frac{F_{ip} l_{p2}}{E_{p2} A_{p2}}, \quad (2.47)$$

ahol:

l_p , l_{p1} és l_{p2} az alakváltozást szenvedő anyagok hossza a csavarorsó tengelye mentén (31. ábra);

A_s , A_{p1} és A_{p2} az alakváltozást szenvedő anyagok keresztmetszete;

E_s , E_{p1} és E_{p2} az alakváltozást szenvedő anyagok hosszanti rugalmassági modulusai.

Egyszerűsítés céljából bevezetjük az alábbi jelöléseket:

$$\lambda_s = \frac{l_s}{E_s A_s}, \quad \lambda_{p1} = \frac{l_{p1}}{E_{p1} A_{p1}}, \quad \lambda_{p2} = \frac{l_{p2}}{E_{p2} A_{p2}} \quad (2.48)$$

A (2.48) jelölések alapján a (2.47) képlet így alakul:

$$F_{is} \lambda_s = F_{ip} (\lambda_{p1} + \lambda_{p2}) \quad (2.49)$$

A (2.46) és (2.49) képletek segítségével meghatározhatók az F_{is} és F_{ip} erők.

$$F_{is} = F_i \frac{\lambda_{p1} + \lambda_{p2}}{\lambda_s + \lambda_{p1} + \lambda_{p2}} = F_i \Phi \quad (2.50)$$

és

$$F_{ip} = F_i - \Phi F_i = F_i (1 - \Phi) \quad (2.51)$$

Működés közben ($p \neq 0$) a csavaranya és a csavarfej közé szorított alkatrészekben a következő erő jelenik meg:

$$F_p = F - F_{ip} = F - F_i (1 - \Phi) \quad (2.52)$$

A megfelelő tömítés feltétele az érintkező felületen:

$$F_p > 0, \quad \text{vagyis } F - F_i (1 - \Phi) > 0 \quad (2.53)$$

Biztonsági feltételeket figyelembe véve:

$$F = k(1 - \Phi)F_i, \quad (2.54)$$

ahol k a tömítési biztonsági tényező. Elfogadott, hogy $k = 1,25 \div 2$ konstans terhelések, illetve $k = 2,5 \div 4$ változó terhelések esetében.

Figyelembe véve a csavarorsóban megjelenő feszültségeket, az eredő erő kifejezése a következőképpen módosul:

$$F_s = 1,28 \cdot k(1 - \Phi)F_i + \Phi F_i \leq F_{smax} \quad (2.55)$$

A (2.55) képlet alapján a csavartörzsben ébredő húzófeszültség értéke a következő lesz:

$$\sigma_t = \frac{4F_s}{\pi d_s^2} = \frac{4[1,28 \cdot k(1 - \Phi)F_i + \Phi F_i]}{\pi d_s^2} \leq \sigma_{tmeq} = (0,8 \div 0,9)R_{p02} \quad (2.56)$$

Általában a csavarkötésekre érvényes az alábbi korlátozás:

$$\Phi = \frac{\lambda_{p1} + \lambda_{p2}}{\lambda_s + \lambda_{p1} + \lambda_{p2}} \approx 0,2 \div 0,3 \quad (2.57)$$

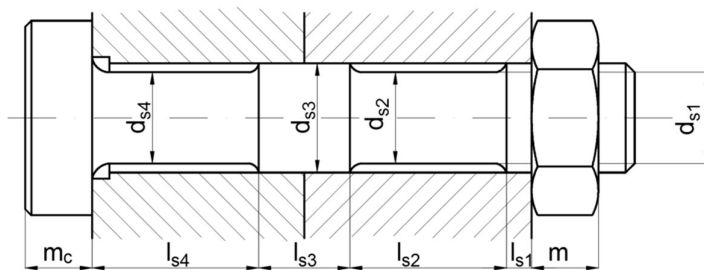
A λ_s , λ_{p1} és λ_{p2} tényezők meghatározhatók, ha megvizsgáljuk a csavarkötésben részt vevő elemek (31. ábra) alakváltozását (deformációját).

Állandó keresztmetszetű csavarorsó esetében (31. ábra) az alakváltozást szenvedő hossz a következő lesz:

$$l_s = l_{p1} + l_{p2} + 0,3d \quad (2.58)$$

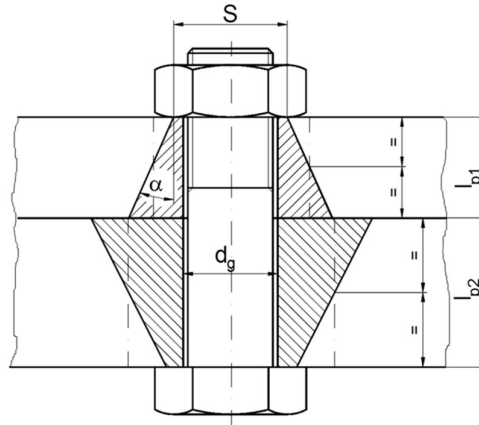
Ha a csavarorsó változó keresztmetszetű (32. ábra), akkor a csavartörzset véges számú, állandó keresztmetszetű rúdból modellezzük, aminek következtében a λ_s tényező a részmegnyúlások összege lesz, így ezt a következő képlettel számítjuk:

$$\lambda_s = \frac{1}{E_s} \sum_{i=1}^n \frac{l_{si}}{d_{si}} \quad (2.59)$$



32. ábra. Változó keresztmetszetű csavarorsó

A csavaranya és a csavarfej közé befogott alkatrészekben az alakváltozások csak a csavartörzs körüli, forgástest alakú környezetben jelennek meg, ezek pedig megközelítőleg kúp alakúak (33. ábra) [1, 303 o.].



33. ábra. Az összeszorított anyagban megjelenő kúp alakú alakváltozások

Helyettesítve a kúp alakú alakváltozásokat (deformációkat) egyenértékű hengerekkel, a λ_{p1} és λ_{p2} számítási képletei a következők lesznek:

$$\lambda_{p1} = \frac{l_{p1}}{E_{p1}A_{p1}} = \frac{l_{p1}}{E_{p1} \frac{\pi}{4} \left(S + 2 \frac{l_{p1}}{2} \tan \alpha \right)^2 - d_g^2} \quad (2.60)$$

$$\lambda_{p2} = \frac{l_{p2}}{E_{p2}A_{p2}} = \frac{l_{p2}}{E_{p2} \frac{\pi}{4} \left(S + 2 \frac{l_{p2}}{2} \tan \alpha \right)^2 - d_g^2}, \quad (2.61)$$

ahol S a kulcsnyílás, d_g pedig a furat átmérője.

Kísérleti mérések alapján írták fel a következő egyszerűsített, gyakorlati számítási képletet, amelyet a mindennapi gyakorlatban alkalmaznak:

$$\lambda_{pi} = \frac{l_{pi}}{E_{pi} \frac{\pi}{4} \left(S + \frac{l_{pi}}{a} \right)^2 - d_g^2} \quad (2.62)$$

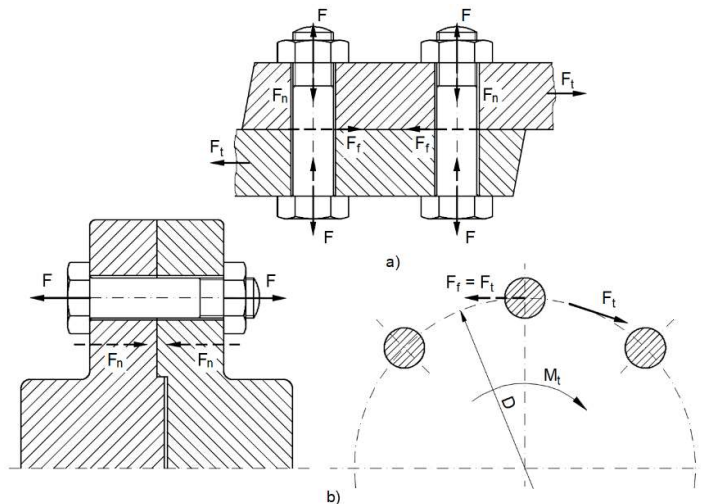
Az a paraméter értékét a következőképpen írják elő:

$a = 10$ acél esetében;

$a = 8$ öntöttvas esetében;

$a = 6$ alumínium ötvözetek esetében.

2.1.8. A csavarorsók számítása a tengelyvonalra ható, merőleges erők esetében



34. ábra. A csavarorsóra merőlegesen ható működési erők: **a)** a csavarorsó tengelyére merőleges erő F_t , **b)** a forgónyomatékból származó merőleges erő a csavarorsóra

Ha a csavarorsó tengelyére a működési F_t erő merőlegesen hat (34. ábra), ahhoz, hogy az összeszorított alkatrészek ne csússzanak meg egymáson, szükséges a következő követelményt kielégíteni:

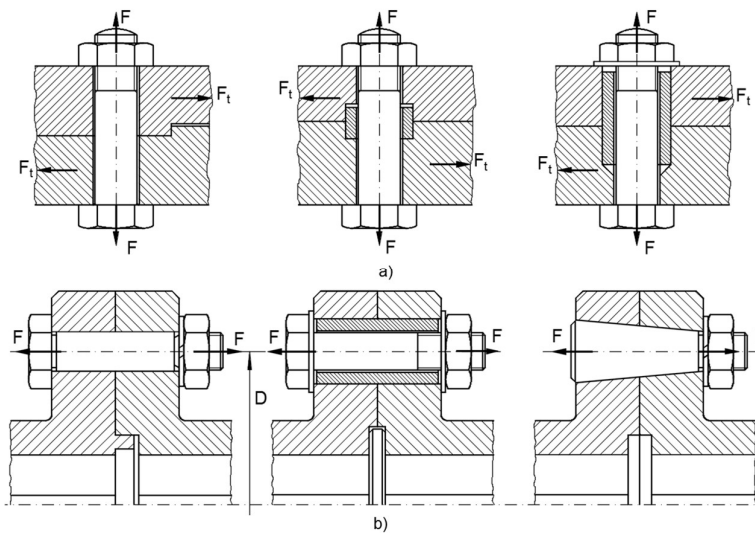
$$F_t \leq \mu z n F, \quad (2.63)$$

ahol z a csavarok, n pedig a súrlódó felületek száma.

Figyelembe véve a (2.42) képletet, a (2.63) összefüggés így alakul:

$$F_t \leq \mu z n \frac{\pi d_s^2}{4} \frac{(0,8 - 0,9) R_{p02}}{1,28} \quad (2.64)$$

A szorítócsavarok biztonságának szavatolása érdekében el kell kerülni az olyan eseteket, amikor az összeszorított alkatrészek valamilyen okból megcsúszhatnak, és ezáltal a csavarorsók nyírási igénybevételnek lesznek kitéve. Ilyen esetekben a csavarkötés nem működik helyesen. A csúszás megakadályozására a 35. ábrán lévő megoldásokat kell alkalmazni. A 35b. ábra jobb oldalán látható szerelés nem biztosítja a felfekvő felületek illesztését [1, 331.o]!



35. ábra. Az összefogott alkatrészek csúszásának megakadályozására használt megoldások: **a)** az erők esetében alkalmazott megoldások, **b)** forgónyomatékok esetében alkalmazott megoldások

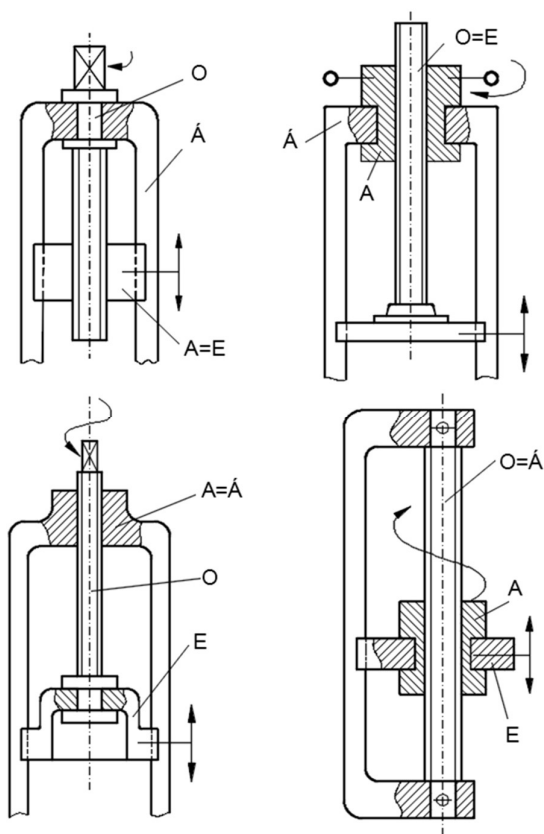
2.2. Mozgatócsavarok. Csavarorsós hajtások

A csavarorsós hajtások segítségével a forgómozgást egyenes vonalú mozgássá alakítjuk át. Ezeket a meghajtásokat főleg a szerszámgépeknél alkalmazzák, de megtalálhatók a robotoknál is. Ha a csavarorsós hajtásra forgatónyomatékot alkalmazunk, akkor tengelyirányú erőt hozhatunk létre.

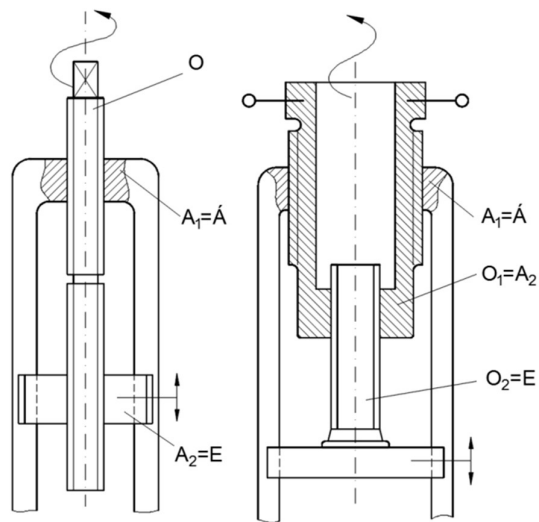
A csavarorsós mozgató szerkezetek lehetnek:

- egyszerű csavarorsós mozgatószerkezetek (36. ábra);
- kettős csavarorsós mozgatószerkezetek (37. ábra);
- csuklós mechanizmussal kombinált szerkezetek (38. ábra).

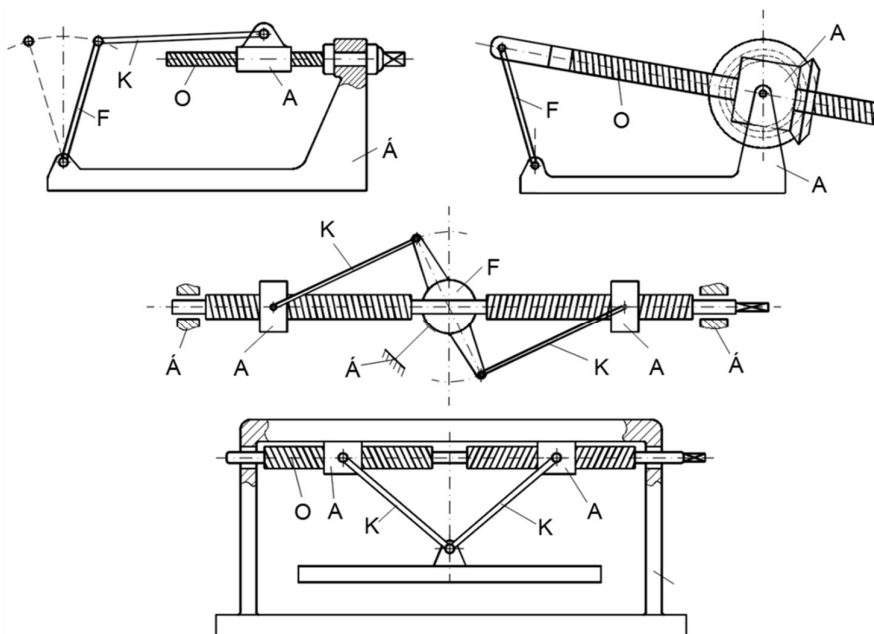
Az ábrákon látható jelölések a következők: A – anya, Á – áll, E – egyenes vonalú mozgást végez, F – forgó, K – kar, O – orsó



36. ábra. Egyszerű csavarorsós mozgatószervezetek



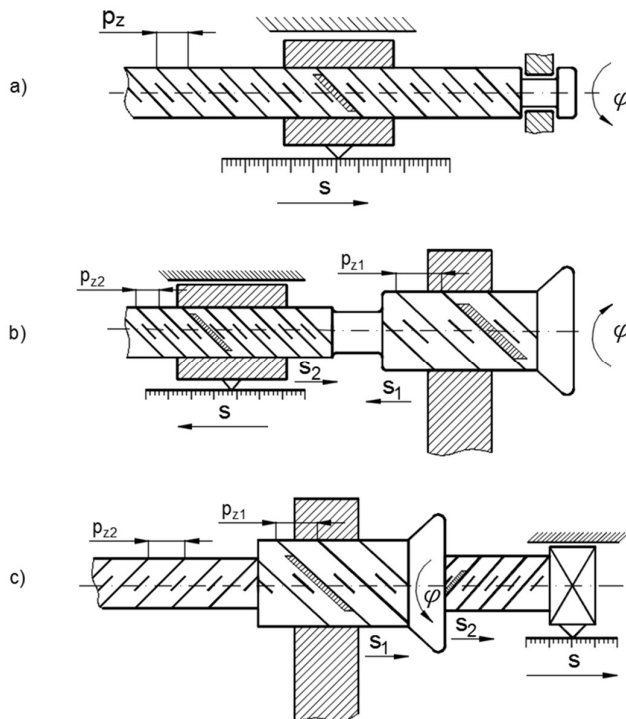
37. ábra. Két csavarorsós mozgatószervezetek



38. ábra. Csuklós mechanizmussal kombinált szerkezetek

2.2.1. A csavarorsós hajtások kinematikája

A forgómozgás és a tengelyirányú elmozdulás között lineáris kapcsolat áll fenn, amelyet a 39. ábra alapján írunk fel.



39. ábra. A forgómozgás és a tengelyirányú elmozdulás különböző esetei: **a)** Egyszerű csavarorsós hajtás, **b)** és **c)** két csavarorsós hajtás

A 39a. ábrán feltüntetett esetben az elmozdulás és a sebesség a következőképpen függ össze:

$$s = \frac{p_z}{2\pi} \varphi \text{ és } v = \frac{ds}{dt} = \frac{p_z}{2\pi} \frac{d\varphi}{dt} = \frac{p_z}{2\pi} \omega = \frac{p_z}{60} n, \quad (2.65)$$

ahol p_z a menetemelkedés, n pedig a fordulatszám.

A 39b. és 39c. ábrákkal szemléltetett esetekre felírható, hogy:

$$s = s_1 \pm s_2 = \frac{p_{z1} \pm p_{z2}}{2\pi} \varphi \text{ és } v = \frac{p_{z1} \pm p_{z2}}{60} n \quad (2.66)$$

Ha az orsón illeszkedő két menet hajtásiránya azonos, de a menetemelkedésük különböző, az orsó egyetlen fordulatra keletkező egyenes vonalú elmozdulás hossza egyenlő a menetemelkedések különbségével (39b. ábra). Ellenkező esetben (39c. ábra) a tengelyirányú elmozdulás a menetemelkedések összegével lesz egyenlő.

2.2.2. A csavarorsós hajtások hatásfoka

A hatásfok, mint az elemi fizikából ismeretes, a hasznos és befektetett munka arányával egyenlő. Ha a csavarorsó tengelye mentén egy $\mathbf{F}$ erőt (terhelést) kell létrehozni, akkor a csavarorsót egy $\mathbf{M}_t$ értékű nyomatékkal kell forgatni.

Az orsó egyetlen körülfordulása alatt végzett hasznos munkát a következő képlet adja:

$$W_h = F p_z \quad (2.67)$$

A befektetett munka a forgatónyomaték és az elfordulási szög szorzata:

$$W_b = M_{t1} 2\pi \quad (2.68)$$

Tehát a hajtás hatásfoka:

$$\eta = \frac{F \pi d_2 \operatorname{tg} \theta_2}{\frac{1}{2} d_2 F \operatorname{tg}(\theta_2 + \varphi) 2\pi} = \frac{\operatorname{tg} \theta_2}{\operatorname{tg}(\theta_2 + \varphi)}, \quad (2.69)$$

ahol θ_2 a csavarvonal emelkedési szöge a d_2 átmérőjű hengeren, $\varphi = \operatorname{arctg} \mu$ pedig a súrlódási szög.

Trapéz, fűrész és éles menetek esetében a hatásfokot a (2.70) képlettel számolhatjuk:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \theta_2}{\operatorname{tg}(\theta_2 + \varphi_1)}, \quad (2.70)$$

ahol $\varphi_1 = \arctg \frac{\mu}{\cos \alpha_1}$ a redukált súrlódási szög, α_1 a hordozófelület profilszöge (trapézmenetnél $\alpha_1 = 15^\circ$, fűrészmenetnél $\alpha_1 = 3^\circ$, metrikus élesmenetnél $\alpha_1 = 30^\circ$).

A θ_2 emelkedési szög függvényében a maximális hatásfokot a következőképpen kapjuk:

$$\frac{d\eta}{d\theta_2} = 0 \text{ vagyis } \theta_2 = \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \quad (2.71)$$

Behelyettesítve a (2.71) kifejezést a (2.70)-be, a maximális hatásfok:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2}\right)}{\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}\right)} \approx 0,8 \div 0,85 \quad (2.72)$$

Abban az esetben, ha a tengelyirányú $\mathbf{F}$ erő alkalmazásával akarjuk az $\mathbf{M}_{t1}$ csavarónyomatékot létrehozni, akkor a hatásfok képlete a következőképpen módosul:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\theta_2 - \varphi)}{\operatorname{tg} \theta_2} \quad (2.73)$$

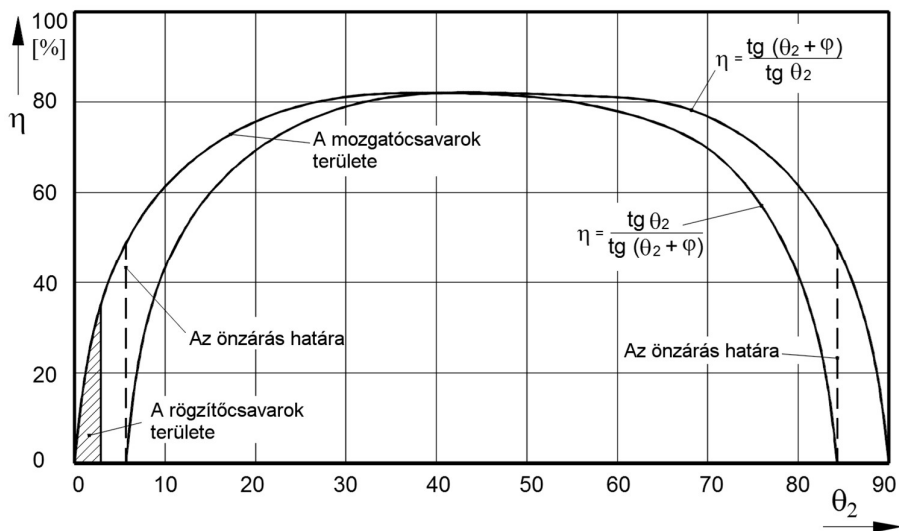
A (2.73) képlet alapján kifejezett hatásfok maximális lesz, ha:

$$\theta_2 = \frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \quad (2.74)$$

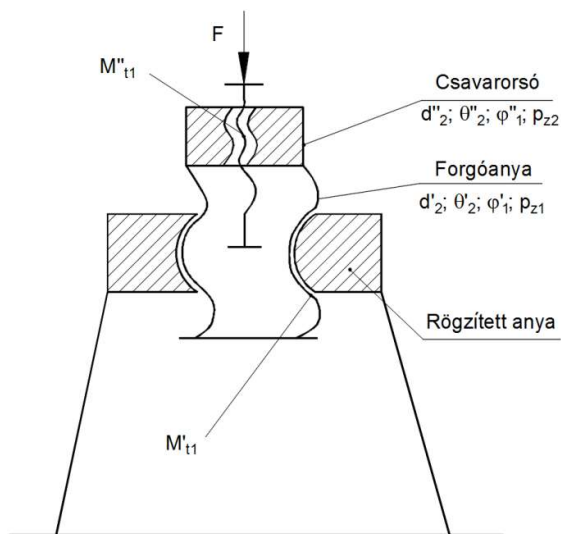
Behelyettesítve a (2.75) képletet a hatásfok képletébe, kapjuk, hogy:

$$\eta_{max} = \frac{\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2}\right)}{\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}\right)} \quad (2.75)$$

A hatásfok változását a θ_2 emelkedési szög függvényében a 40. ábrán szemléltetjük [a (2.70) és (2.73) függvények grafikus képei].



40. ábra. A hatásfok változása a θ_2 emelkedési szög függvényében



41. ábra. Két csavarorsós terheket emelő szerkezet

Kétcsavaros felépítésű emelőszerkezet (41. ábra) hatásfokának meghatározására a következő képletet alkalmazzuk:

$$\eta = \frac{W_h}{W_b} = \frac{F(P_{z1} \pm P_{z2})}{(M'_{t1} + M''_{t1})2\pi} = \frac{d'_2 \operatorname{tg} \theta'_2 \pm d''_2 \operatorname{tg} \theta''_2}{d'_2 \operatorname{tg}(\theta'_2 + \varphi'_1) + d''_2 \operatorname{tg}(\theta''_2 + \varphi''_1)} \quad (2.76)$$

A (2.76) kifejezésben a plusz előjel érvényes, ha a menetirányok különböznek, és a mínusz előjel, ha azonosak.

2.2.3. A mozgatócsavarok méretezése

A mozgatócsavarok szilárdságtani méretezését egy egyszerű csavarorsós emelőszerkezeten mutatjuk be (42. ábra). Az ábrán látható, hogy az érintkező menetek között zúzódási igénybevétel jön létre. A csavarorsóban összenyomási és csavarási igénybevételek jelennek meg.

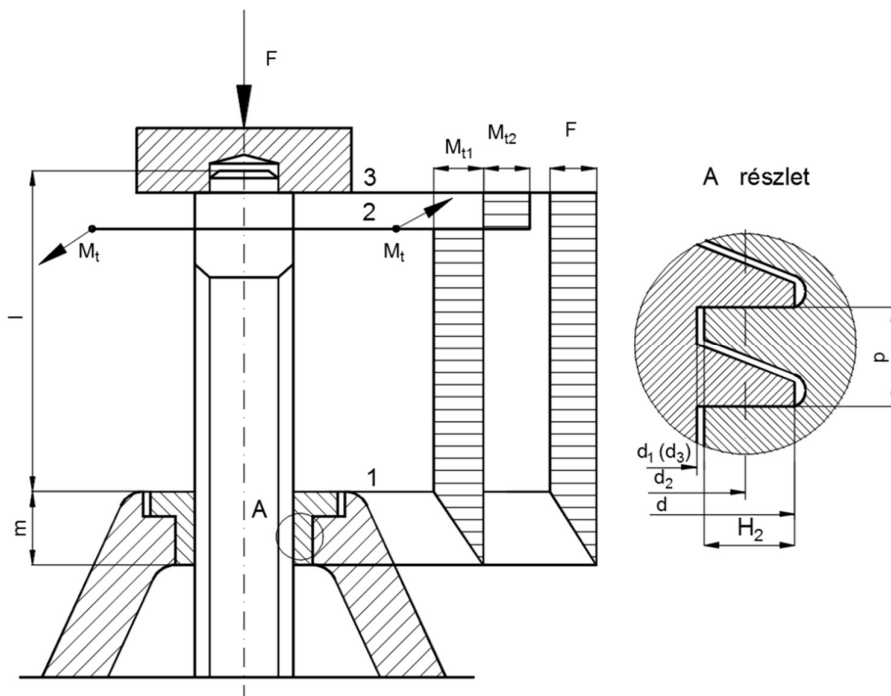
A zúzódási feszültség egyszerűsített alakban a következőképpen írható fel:

$$\sigma_z = \frac{F}{\pi d_2 H_2 z} \leq \sigma_{zmeg}, \quad (2.77)$$

ahol z a csavaranyában érintkező menetek száma, d_2 a középatmérő és H_2 az érintkező menetmagasság.

A tervezés során a különböző csavar/csavaranya anyagkombinációkra az alábbi megengedett zúzódási feszültségértékekkel számolunk:

Acél / Bronz	$\sigma_{zmeg} = 5 \div 15 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Acél / Öntöttvas	$\sigma_{zmeg} = 2 \div 7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Acél / Acél	$\sigma_{zmeg} = 7,5 \div 10 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$



42. ábra. Egyszerű csavarorsós emelőszerkezet fontosabb igénybevételei

Bevezetjük a következő tényezőket:

$$\psi_H = \frac{H_2}{p}, \quad (2.78)$$

amely a csavarorsó menetprofil-magassági tényezője.

A (2.79) összefüggéssel pedig az anya magassági tényezője számítható ki:

$$\psi_m = \frac{m}{d_2} \quad (2.79)$$

Figyelembe véve a ψ_H és ψ_m magassági tényezőket, a (2.78) és (2.79) képletekből kiszámítható a csavarorsó középátmérője:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F}{\pi \psi_H \psi_m \sigma_{zmeq}}} \quad (2.80)$$

Fontos megjegyezni, hogy laposmenet és trapézmenet esetében $\psi_H = 0,5$, fűrészmenet esetében $\psi_H = 0,75$ és $\psi_m = 1,2 \div 2,5$ minden esetben.

A csavarorsót ellenőriznünk kell összetett igénybevételre. A maximális tangenciális feszültségek hipotézise alapján:

$$\sigma_{red\ 1-2} = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_s^2}\right)^2 + 4\left(\frac{16M_{t1}}{\pi d_s^3}\right)^2} \leq \frac{R_{p0,2}}{3} \quad (2.81)$$

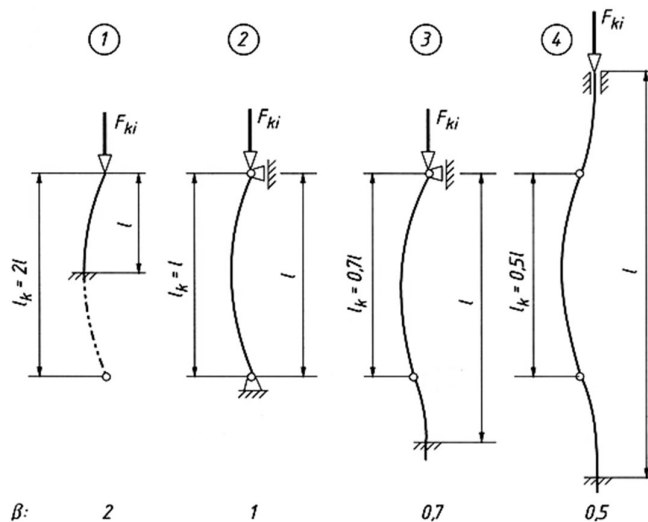
$$\sigma_{red\ 2-3} = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d^2}\right)^2 + 4\left(\frac{16M_{t1}}{\pi d^3}\right)^2} \leq \frac{R_{p0,2}}{3} \quad (2.82)$$

Csavarorsók kihajlása

Ha az orsót nyomás terheli és keresztmetszetéhez képest hosszú (karcsú nyomott rúd), akkor ezt kihajlásra is ellenőrizni kell. Az ellenőrzés a λ karcsúsági tényező függvényében történik:

$$\lambda = \frac{l_k}{i} = \frac{kl}{i}, \quad (2.83)$$

ahol k a befogási tényező (43. ábra), l a csavarorsó hossza, i pedig az inerciasugár.



43. ábra. A csavarorsó befogási esetei

Az inerciasugár értékét a következőképpen számítjuk:

$$i = \sqrt{\frac{I_{min}}{A_s}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi d_s^4}{64}}{\frac{\pi d_s^2}{4}}} = \frac{d_s}{4}, \quad (2.84)$$

ahol $d_s = \frac{d_2 + d_3}{2}$ a feszültségi keresztmetszet átmérője, d_2 a csavarorsó középpát-mérője, d_3 pedig a belső átmérő (magátmérő).

A karcsúsági tényező függvényében, amely figyelembe veszi a befogások típusait, különböző esetek lehetségesek.

$$\text{Ha } \lambda \geq \lambda_0, \quad \text{akkor } F \leq F_{kr} = \frac{\pi^2 EI}{(l_k)^2} \quad (2.85)$$

$$\text{Ha } \lambda < \lambda_0, \quad \text{akkor } \sigma_{ny} S_{ny\text{ meg}} \leq \sigma_{kiha} \quad (2.86)$$

ahol:

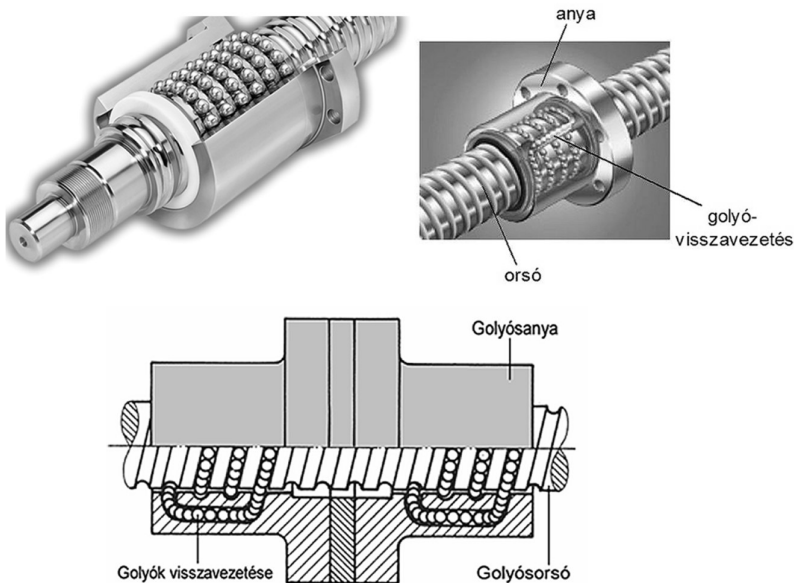
$$\sigma_{ny} = \frac{4F}{\pi d_s^2} - \text{nyomófeszültség,}$$

$S_{ny\ meg}$ – biztonsági tényező ($S_{ny\ meg} = 6 \div 10$),

λ_0 – a karcsúsági tényező határértéke (3. táblázat).

3. táblázat. A kihajlási törésfeszültség értékei

Anyagminőség	Rugalmassági modulus E [MPa]	Kihajlási törésfeszültség [MPa]	
		Karcsúsági tényező határértéke λ_0	Tetmajer-féle (képlékeny) kihajlás σ_{kihaj}
Ötvöztelen acél S185, S235 (OL32, OL37)	$2,1 \cdot 10^5$	105	$310 - 1,14 \cdot \lambda$
Ötvöztelen acél E295, E335 (OL50, OL60)	$2,2 \cdot 10^5$	89	$335 - 0,62 \cdot \lambda$
Ötvözött acél (nemesített)	$2 \cdot 10^5$	112	$303 - 1,29 \cdot \lambda$
Nikkelacél (Ni 5%-ig)	$2,1 \cdot 10^5$	86	$470 - 2,3 \cdot \lambda$

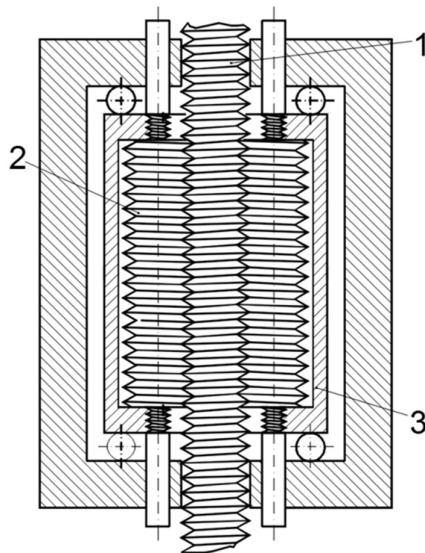


44. ábra. Golyósorsós csavarhajtás

A csúszósúrlódással működő mozgatócsavarok hátránya, hogy a hatásfokuk $\eta < 80\%$, mivel a θ_2 emelkedési szög értéke jóval kisebb, mint 25° . Ezt a hátrányt úgy lehet elkerülni, hogy a csavarhajtásban gördülősúrlódást hozunk létre.

Emiatt jelentek meg a gépgyártásban a golyóscsavar-hajtások (44. ábra). Napjainkban használatuk igen elterjedté vált, a legkülönbözőbb elektromechanikai rendszerekben, szerszámgépekben, elektronikai használati cikkekben is megtalálhatók. Mára már hobbicélokra is (igaz, hogy itt a pontosság jelentős befolyással bír) teljesen hozzáférhető áron kaphatók.

A hatásfok növelésével egy időben a teherbírás is javítható, ha bolygóorsós csavarhajtást (45. ábra) alkalmazunk.



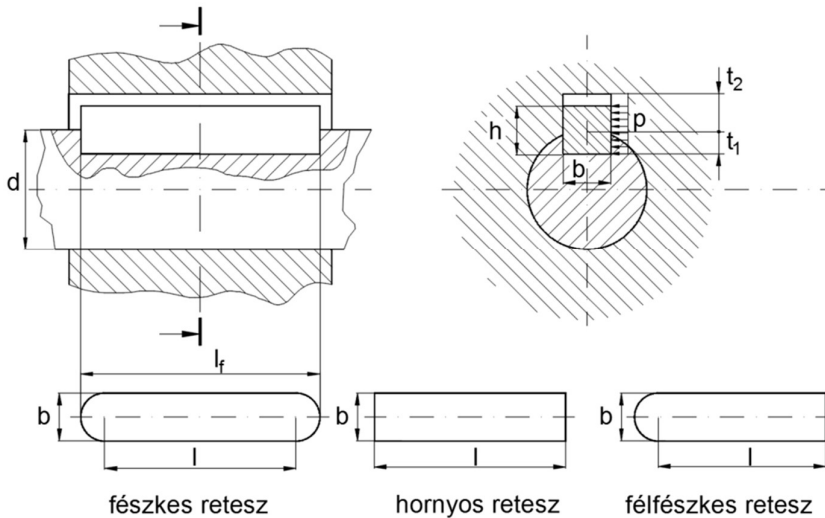
45. ábra. Bolygóorsós csavarhajtás: 1 - csavarorsó; 2 - menetes görgők; 3 - vezetőpersely

3. Retesz- és bordástengely-kötések

3.1. Reteszkötések

A reteszkötést gyakran alkalmazzák forgónyomaték átvitelére. A gyakorlatban leggyakrabban a jól bevált hasábretesz három típusát alkalmazzuk, amelyeket a 46. ábrán tüntettünk fel. Bizonyos esetekben, amikor igen szűk a reteszelésre szánható hely (például többtengelyes fűrókészülékek esetében) ívelt reteszt építünk be (47. ábra). Ennek teherbírása a hasábretesznél lényegesen kisebb.

A reteszkötés méretezése általában a felületi nyomás figyelembevételével történik.



46. ábra. Leggyakrabban használt retesztípusok

A felületi nyomás a (3.1) képlettel számítható [23]:

$$p = \frac{F}{A} = \frac{\frac{M_t}{\frac{d}{2} + \frac{h-t_1}{2}}}{(h-t_1)l_z} = \frac{2M_t}{(d+h-t_1)(h-t_1)l_z} \leq p_{meg} \quad (3.1)$$

A megengedett felületi nyomás értékeit a tervezés során a következő előírások alapján választjuk meg:

$p_{meg} = (40 \div 50) \text{ N/mm}^2$	öntöttvas agy esetében;
$p_{meg} = (80 \div 100) \text{ N/mm}^2$	acélagy esetében;
$p_{meg} = (120 \div 200) \text{ N/mm}^2$	hőkezelt acél agy esetében.

A reteszek méreteit a szabványok rendszerint a tengelyátmérő függvényében írják elő. Ha ismert az igénybevételi nyomaték, a retesz magassága, szélessége, a reteszvázat tengely- és agymélysége, akkor a retesz hossza a (3.2) képlettel számítható. A kapott méretet fel kell kerekíteni a szabványban található legközelebbi, a számítottnál nagyobb méretre. Ez alól kivételt képez az egyedi méretekkel rendelkező reteszek számítása.

$$l \geq \frac{2M_t}{(d + h - t_1)(h - t_1)z p_{meg}}; \text{ és } l_f = l + b \quad (3.2)$$

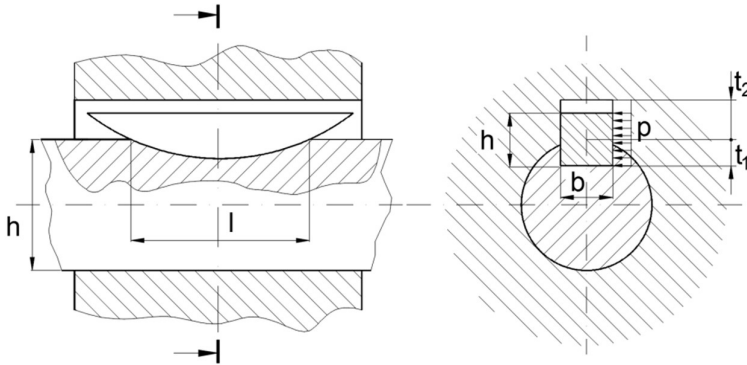
A keresztmetszeti méreteket a szabvány mindig a tengelyátmérő függvényében írja elő.

Bizonyos esetekben a reteszkötést nyíró igénybevételre is ellenőrizni kell.

A nyírófeszültséget szintén a 46. ábrán feltüntetett jelölések alapján számítjuk:

$$\tau_{ny} = \frac{F}{A} = \frac{\frac{2M_t}{d}}{b l_f z} = \frac{2M_t}{b l_f z} \leq \tau_{meg} \quad (3.3)$$

Ívelt retesz



47. ábra. Az ívelt retesz méretei és szerelése

Az ívelt retesz számítása a hasábretesz esetében szemléltetett módon történik, felületi igénybevételre.

A reteszvájatok marással készülnek: szármaróval készítik a hagyományos alakú, illetve tárcsamaróval az ívelt reteszekét.

3.2. Bordástengelykötések

Nagy nyomatékok átvitelére, valamint minden olyan esetben, amikor a kötött alkatrész a kötéstengelye mentén el kell tudjon csúszni, bordás kötéseket alkalmazunk.

A bordáskötést úgy is tekinthetjük, mint a reteszkötésnek egy nagyobb nyomaték átvitelére alkalmas változatát. Ha a tengelyen a reteszhez hasonló bordákat képezünk ki, akkor bordástengelyt kapunk. A bordáknak megfelelő hornyokat a kapcsolódó agyba véssük, majd ezt a tengellyel összeszerelvén hozzuk létre a bordáskötést (48. ábra).

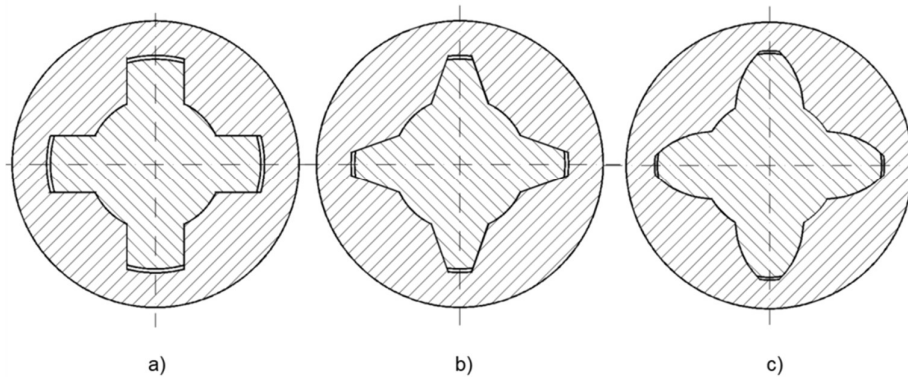
Bordáskötést leggyakrabban szerszámgépekben, emelőgépekben és gépjárművekben használnak.

A nyomatékot az alakzáró kapcsolat következtében az agyhornyokba nyúló bordák viszik át. Mint említettük, az illeszkedő felületek sokszor el is csúsznak egymáson (sebességváltók, szerszámgépek kapcsolószekrényei). A bordáskötés felületeit ilyen esetben megmunkálás után edzik és köszörülik. A bordáskötés nagy előnye, hogy a nyomatékátvitel megközelítőleg egyenletes az egész tengely kerületén; ugyanakkor nagy nyomaték vihető át, mivel az ennek megfelelő tangenciális erő több felületen oszlik meg. Az átvihető nyomaték a bordák számával arányosan nagyobb, mint a reteszkötés esetében.

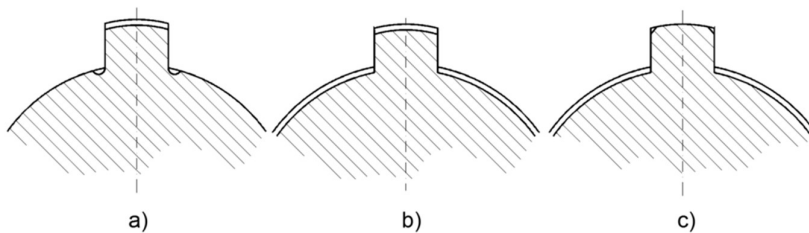
A bordázat alakja többféle lehet. Egyszerűsége miatt leginkább elterjedt a párhuzamos, egyenes éllel határolt egyenes profilú bordázat használata (48a. ábra), de gyakori a barázda- (48b. ábra) és az evolvens fogazat (48c. ábra) használata is.

A bordázott tengelyt lefejtő marással (csigamaróval) – ez a termelékenyebb, pontosabb módszer –, vagy pedig tárcsamaróval, osztó eljárással gyártják.

Az agyfuratban a bordázatot vésőgépen, osztó eljárással hozzák létre, vagy pedig – nagy sorozat esetén – húzótűskével üregezik.



48. ábra. Bordástengely-kötéstípusok: **a)** párhuzamos oldalú, **b)** barázdafogazatú, **c)** evolvens fogazatú



49. ábra. Bordástengelykötések központosítási típusai

A szerelvény működése szempontjából elengedhetetlenül fontos, hogy a bordástengely és az agy forgástengelye egybeessen. A tengely és az agy egymáshoz képest a tengelyre merőleges irányban nem mozdulhat el, mert a forgás közben keletkező centrifugális erő rezgéseket kelt, ami károsítja a szerkezeti elemeket. A tengely és az agy felületeinek érintkezniük kell, a tengelyt és az agyat egymáshoz képest központosítani kell. Ezt megfelelő illesztéssel valósítják meg.

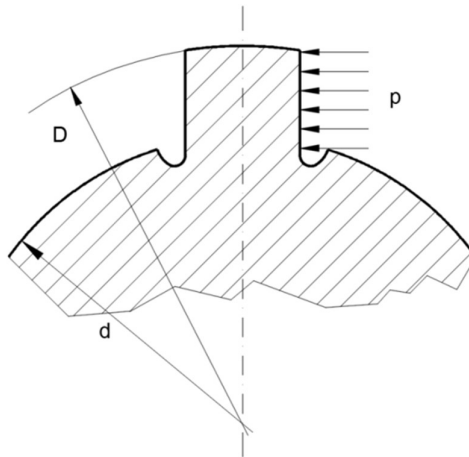
Az egyenes profilú bordástengelykötés központosítására a következő három lehetőség adott:

- belső átmérőn való illesztés (49a. ábra),
- a bordák oldalfelületein való illesztés (49b. ábra),
- külső átmérőn való illesztés (49c. ábra) – ez ritkán alkalmazott.

A bordástengelykötéseket felületi terhelésre kell ellenőrizni. Az 50. ábra jelöléseivel a bordafelületeken ébredő p nyomófeszültség értékét a következő képlettel számítjuk:

$$p = \frac{F}{A} = \frac{\frac{2M_t}{d_m}}{zlh\psi} = \frac{2M_t}{d_m zlh\psi} \leq p_{meg} \quad (3.4)$$

$$d_m = \frac{D + d}{2} ; h = \frac{D - d}{2} \quad (3.5)$$



50. ábra. Bordástengely felületi igénybevétele

A $\psi = 0,8 \div 0,9$ együttható az egyenlőtlen terheléeloszlást veszi figyelembe.

A barázdafogazatú tengelykötést a szerszámgépeknél alkalmazzák. Itt a központosítás a bordás oldalfelületen történik.

Az evolvens fogazatú bordás tengelykötés központosítása leginkább a fogak oldalfelületén, ritka esetekben a külső átmérőn történik. Ennek teherbírása nagyobb, mint a többi profil esetében.

A bordástengelyeket általában csigamaróval, a bordásagyakat üregeléssel készítik.

A tervezésben a méretezést az előírt felületi nyomás értéke alapján végzik el.

A p értékeit, az alkatrész állapota, illetve az üzemmód függvényében írják elő.
A leggyakrabban használt értékeket a 4. táblázat tartalmazza.

4. táblázat. Bordáskötések esetében használt megengedett felületi nyomás értékei

Az illesztett alkatrész működése	Az üzem jellege	$p_{\text{meg}} [\text{N/mm}^2]$	
		edzetlen	edzett
Nem mozog	A	30–50	40–70
	B	60–100	100–140
Üresjáratban elmozdul	A	15–20	20–35
	B	20–30	30–50
	C	25–40	40–70
Terhelés alatt elmozdul	A	–	3–10
	B	–	5–15
	C	–	10–20

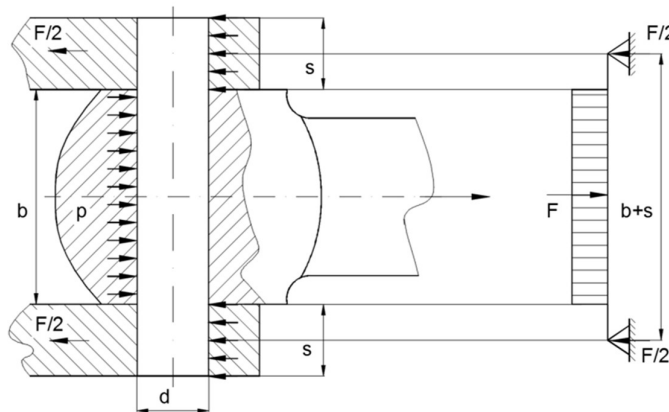
A – kiemelten dinamikus,
B – enyhén dinamikus,
C – statikus üzemállapot.

4. Csapszeg- és szegkötések

4.1. Csapszegek

A csapszegeket rudak, hevederek, lánctagok és vonórudak csuklós kötéseinek létrehozására, a görgők, valamint a karok tengelyeként használják. A szegeket elsősorban a tárcsák, agyak és kézi kerekek tengelyen való rögzítésére, készülékelemek kölcsönös helyzetének biztosítására és hevederek, rugók megvezetésére használjuk. A csapszegek és szegek felfekvő felülete hengeres és akár kúpos is lehet, a terhelés pedig általában merőleges a kötőelem forgástengelyére.

Mikor a csapszegeket csuklós kötésekben alkalmazzák, a csukló egyik eleme mozog a csapszegen, a másik elem pedig kapcsolódhat vele mereven, vagy az is mozoghat (51. ábra).



51. ábra. Csapszegkötés

Az igénybevételek számítása

A csapszeg nyírásra, nyomásra és hajlításra van igénybe véve, ahogyan az 51. ábrából is kitűnik. Feltételezzük, hogy a csapszeg igénybe vett felületein egyenletes feszültségeloszlás ébred.

Ezek közül a legjelentősebb a hajlítás. Az ábra alapján belátható, hogy az ébredő hajlítófeszültség legnagyobb értékét a következő képlettel számíthatjuk:

$$\sigma_h = \frac{M_h}{W} = \frac{\frac{F(b+s)}{2} - \frac{Fb}{4}}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{\frac{F}{8}(b+2s)}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{4F(b+2s)}{\pi d^3} \leq \sigma_{hmez} \quad (4.1)$$

A felületi terhelést a rúdfej és a heveder ellenőrzésére használjuk.

A rúdfejre felírható a következő összefüggés:

$$p = \frac{F}{bd} \leq p_{meg} \quad (4.2)$$

A hevederre hasonló módon felírható a keletkező felületi nyomás:

$$p = \frac{F}{2ds} \leq p_{meg} \quad (4.3)$$

A csapszegek kialakításakor célszerű betartani a következő arányokat:

$$l/d = 1,5 \div 1,7 \text{ valamint } s/l = 0,3 \div 0,5 \text{ [18]}$$

4.2. Szegek

A szegeket, a csapszegekkel ellentétben, nyugvó kötésekben használjuk.

A különböző kivitelezésű szegek legtöbbször központosítást, helyzetbiztosítást valósítanak meg. Mivel általában kis terhelésnek vannak kitéve, méretezési számításokat csak kivételes esetekben kell végezni. A szükséges átmérőket szabványokból, az összekötendő alkatrészek méretének függvényében, leginkább tapasztalati úton választják ki. Csak nagyobb igénybevétel esetén szokás a kötést ellenőrizni. Az ellenőrzés attól függ, hogy a szegyet hogyan szerelik be az összekötendő alkatrészekbe, és attól, hogy milyen igénybevételek ébrednek a szegben.

4.2.1. Keresztszegkötés

A szegkötések tengelykötésként főleg kis és lökésmentes csavarónyomatékok átvitelére alkalmazhatóak. A szerkezeti megoldásokban vigyázni kell az illeszkedő furatok gyárthatóságára és a kötőelemek szerelhetőségére.

A szegek (52. ábra) alapvetően három fő csoportra oszthatók:

- hengeres szegek,
- kúpos szegek,
- hasított szegek.

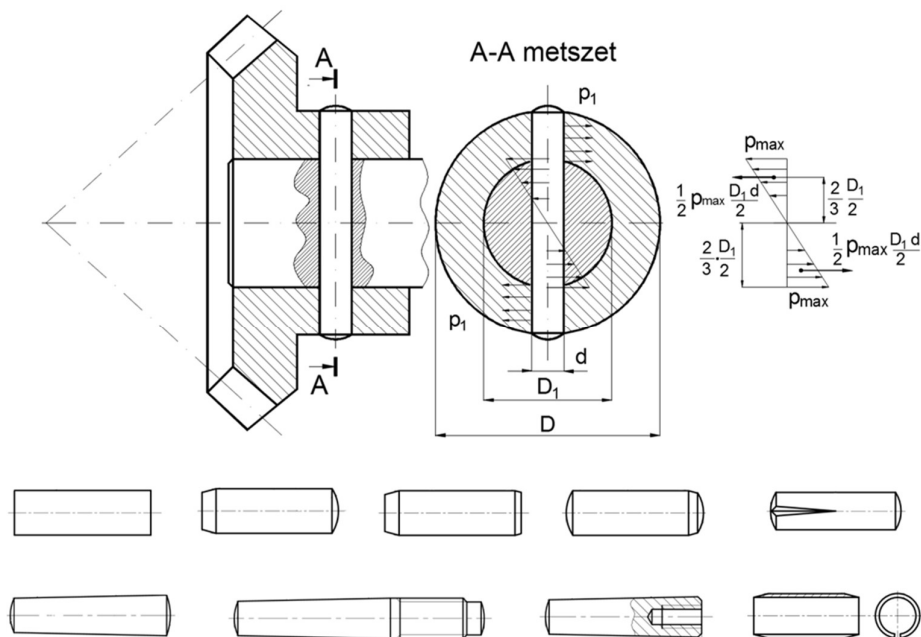
Az illesztőszegeket levehető gép- és szerszámalkatrészek helyzetének biztosítására használják. Illesztésük általában H7/m6. A furat dörzsölt ($R_a = 0,8 \div 1,6 \mu\text{m}$), a kötések viszonylag ritkán oldják.

A rögzítőszegeket gyakran oldható kötésekhöz használják. A H9/h8 illesztés kis játékot biztosít.

A hasított illesztőhüvely gyorsan készíthető és gyakran oldható kötést ad. A H12 tűrésű furatba a rugóacélból készült csőszerű szeg rugalmasan befezől.

Gazdaságosan és sokoldalúan használhatók a különleges kivitelezésű hengeres szegek, a hasított szegek. Ezeken 3 hosszirányú hasíték van, amit beütnek vagy behengerelnek a szegbe.

A kúpos szeg előnye, hogy gyakori kiszerelése esetén is mindig pontosan az eredeti helyzetbe lehet vele a géprést visszaszerelni, hátránya pedig, hogy a kúpos furat elkészítése technológiailag bonyolultabb [18].



52. ábra. Keresztszeg terhelései és jellemző keresztsegtípusok

A szegekre jellemző igénybevételek a felületi nyomás és a nyírás.

A keresztsegekben ébredő felületi feszültségek az 52. ábrán követhetők.

Az agyban keletkező felületi nyomás kiszámítható, ha felírjuk a p_1 felületi nyomás és a keletkező nyomaték kapcsolatát:

$$2 \left(p_1 \frac{D - D_1}{2} d \frac{D + D_1}{4} \right) = M_t \rightarrow p_1 = \frac{4M_t}{(D^2 - D_1^2)d} \leq p_{meg} \quad (4.4)$$

A szegre ható nyírási igénybevétel a létrejövő nyírófeszültség:

$$2\tau_{ny} \frac{\pi d^2}{4} = \frac{M_t}{\frac{D_1}{2}} \rightarrow \tau_{ny} = \frac{4M_t}{D_1 \pi d^2} \leq \tau_{nymeg} = 80 \text{ N/mm}^2 \quad (4.5)$$

A tengely furatában keletkező nyomás az 52. ábra jobb felső sarkában látható vázlat alapján számítható:

$$2 \left(\frac{1}{2} p_{max} \frac{D_1}{2} \right) \frac{2 D_1}{3} \frac{D_1}{2} = M_t \quad (4.6)$$

$$p_{max} = \frac{6M_t}{D_1^2 d} \leq p_{meg} \quad (4.7)$$

$$d/D_1 \approx 0,2 \div 0,3;$$

$$\frac{D}{D_1} \approx 2 \text{ acélagyra};$$

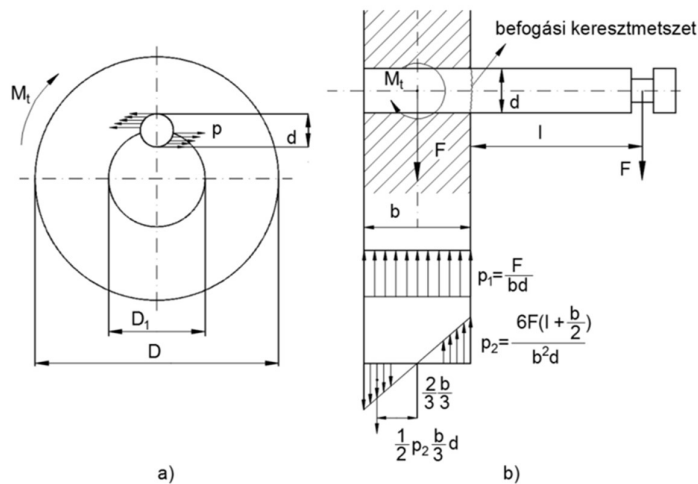
$$D/D_1 \approx 2,5 \text{ öntöttvas agyakra.}$$

4.2.2. Hosszanti szegkötés

A hosszanti szegkötést biztosító szegkötésként használják (53a. ábra). A tengely és a rászerezelt agy közé a biztosítószegyet a tengellyel párhuzamosan szereljük be, így az igénybevételei a felületi nyomás és a nyírás lesz.

A felületi nyomás a szegen:

$$p \frac{d}{2} l \frac{D_1}{2} = M_t \quad (4.8)$$



53. ábra. Hosszanti szegkötés: **a)** felületi nyomásra igénybe vett szeg, **b)** excentrikus terhelésre igénybe vett szeg

$$p = \frac{4M_t}{dlD_1} \leq p_{meg} \quad (4.9)$$

Mivel a szeg nyírési keresztmetszetének hossza jóval nagyobb, mint a kereszt-szegkötés esetében, a nyírófeszültség nagyobb értékeket érhet el:

$$\tau \pi dl \frac{D_1}{2} = M_t \quad (4.10)$$

$$\tau = \frac{2M_t}{dlD_1} \leq \tau_{meg} \quad (4.11)$$

4.2.3. Excentrikus terhelésnek kitett szeg

Az ilyen típusú terhelésnek kitett összekötő szegek alapvetően felületi nyomásnak és hajlítási igénybevételnek vannak kitéve (53b. ábra).

A hajlítófeszültség értéke az alábbi képlettel számítható:

$$\sigma_H = \frac{M_H}{W} = \frac{Fl}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{32Fl}{\pi d^3} \quad (4.12)$$

Felületi nyomás számításához az 53b. ábra vázlatára alapján felírható a maximális felületi feszültség:

$$p_{max} = p_1 + p_2 = \frac{F}{bd} \left[1 + \frac{6 \left(l + \frac{b}{2} \right)}{b} \right] \leq p_{meg} \quad (4.13)$$

$$p_1 = \frac{F}{bd} \quad (4.14)$$

$$p_2 = \frac{6F \left(l + \frac{b}{2} \right)}{b^2 d} \quad (4.15)$$

A megengedett felületi nyomás csapszegeknél és szegeknél, nyugvókötések és mozgókötések esetén az 5. táblázatban találhatók.

5. táblázat. A felületi nyomás csapszegeknél és szegeknél $p_{meg} \left(\frac{N}{mm^2} \right)$

Anyagok	Statikus	Lüktető	Lengő
Bronz	30	20	15
Öntöttvas	70	50	30
Acélöntvény	80	60	40
S235 (OL37)	85	65	50
E295 (OL50)	120	90	60
E335 (OL60)	150	105	65
E355 (OL70)	180	120	70

Mozgó kötések (csuklós)

Anyagok	$p_{meg} \left(\frac{N}{mm^2} \right)$
Acél – öntöttvas	5
Acél – acélöntvény	7
Acél – bronz	8
Edzett acél – bronz	10
Edzett acél – edzett acél	15

5. Erőzáró kötések

Az erőzáró kötések esetében az érintkező felületek között megjelenő súrlódást használjuk fel az elemek közti mozgás továbbítására.

Az erőzáró kötések erők és nyomatékok átvitelére alkalmazhatók.

5.1. Szorítókötések

A szorítókötések a korszerű gépgyártási és szerelési megoldásokban igen előkelő helyet foglalnak el. A korszerű gépgyártásban az elfogadható gyártási költség melletti magas méret- és alakpontosságú felületek elkészítése nem jelent gondot. Következésképpen igen hatékony szerelési-illesztési lehetőségként kínálkozik az a megoldás, amelynek során a kapcsolandó gépelempárt két, a szerelés végső állapotában egybevágó felület mentén csatlakoztatjuk. A gépelemek szerelési állapotának megőrzését a működés során legtöbb esetben csupán az illesztési felületen fellépő súrlódás biztosíthatja. Innen következik, hogy a szorítókötéseket minden esetben kellő körültekintéssel, a szerelvény valós működési körülményeinek figyelembevételével kell alkalmaznunk.

A szorítókötések osztályozása

A gépgyártásban használt szorítókötéseket a következő kritériumok szerint osztályozzuk:

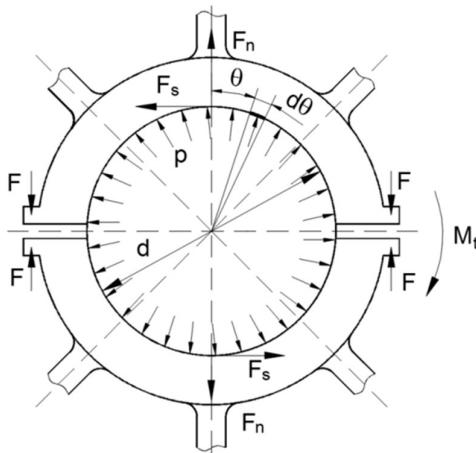
- A kötést létrehozó felületek alakja szerint:
 - hengeres kötések;
 - kúpos kötések;
 - összetett kötések.
- A kötés megvalósítása szerint:
 - közlőelem nélkül megvalósított kötések;
 - közlőelemmel megvalósított kötések.
- A kötés erőtani jellege szerint:
 - önzáró kötések, amelyekben a kötést létrehozó erő megszüntetése után is a kapcsolt elemek között fellépő, a súrlódást létrehozó erő megmarad;
 - nem önzáró kötések, amelyeket az jellemzi, hogy a kapcsolást létrehozó erő megszüntetésével a súrlódást létrehozó erő is megszűnik.

A továbbiakban a mai szakmai gyakorlatban legnépszerűbb erőzáró kötések elemezzük.

5.1.1. Szorítókötés osztott aggyal

Az osztott aggyal megvalósított szorítókötés a szerszámgépek oszlopainak, báb-jainak rögzítésére, valamint a gyártókészülékek szorító – ritkábban tájoló – funkció-jának megvalósítására szánt egyik legelterjedtebb és legegyszerűbb megoldás. Lényege abban áll, hogy a befogadó elemet (az agyat) ennek adott felülettel (a technológiai egyszerűség és célszerűség érdekében síkfelülettel) kettéosztjuk, majd ezt a másik elem befoglalt felületére, kötőelemek alkalmazásával rászorítjuk.

Az osztott agyas szorítókötés elvi vázlatát az 54. ábrán szemléltettük. Amint megfigyelhető, az agy egy vízszintes sík mentén szeparált, ugyanakkor olyan részeket is tartalmaz, amelyek befogadják a szorítócsavarokat. A szorítócsavarok tengelyére merőleges síkban az agy két része között hézag van, a befogadó hengerfelületből ennél fogva a megfelelő hengercikkek hiányoznak. Így amikor a csavarokat meghúzzuk, a két agyrészt közelíteni próbáljuk, így az rászorul a társalem megfelelő hengerfelületére, és a két felület között a valóságban az egyenletestől távol álló ismeretlen feszültségeloszlás, és ennek megfelelően elemi sűrűlódási-erő-eloszlás jön létre, amely megakadályozza a kötés felbomlását.



54. ábra. Szorítókötés osztott aggyal

Feltételezhető, hogy amennyiben az agy furata és a tengely között elméleti hézag van, akkor a nyomófeszültségek a húzócsavarok tengelyének irányában a legnagyobbak, és a szeparációs síkhoz közeledve fokozatosan csökkennek. Ha viszont az agyat valamivel kisebbre gyártjuk, akkor a tengelyre szorulásakor deformálódnia kell, így létrejöhet a nyomófeszültségek közelítőleg egyenletes eloszlása. A nyomás-

eloszlással kapcsolatos hipotézisek felállítása nagymértékben egyszerűsödik a véges elemes számítási modellek bevezetésével. Az osztott aggyal megvalósított kötésnél a kisebb merevségű geometriával rendelkező agy jól közrefogja a tengelyt, ami közel egyenletes nyomáseloszlást eredményez. Ha a nyomáseloszlás egyenletesnek tekintett, akkor a fél agyon jelentkező F_n erő abszolút értékét a következőképpen írhatjuk fel:

$$F_n = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} p \frac{d}{2} d\theta \cos \theta = p \frac{d}{2} \sin \theta \Big|_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} = pd \quad (5.1)$$

Innen

$$p = \frac{F_n}{d} \quad (5.2)$$

Az ábrázolt keresztmetszet függőleges tengelyétől θ szögre illeszkedő $\frac{d}{2} d\theta$ íven megjelenő elemi $p \frac{d}{2} d\theta$ értékű erő során, a felületen az elemi $\mu p \frac{d}{2} d\theta$ súrlódási erő jelenik meg, melynek elemi nyomatéka a kötés tengelyére $\mu p \frac{d}{2} d\theta \frac{d}{2}$.

A fél agyon megjelenő súrlódási nyomaték ezek szerint:

$$M_s^* = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \mu p \left(\frac{d}{2}\right)^2 d\theta = \pi \mu p \left(\frac{d}{2}\right)^2 = \mu F_n \frac{d}{2} \quad (5.3)$$

A kötés zártsága megköveteli, hogy a másik fél agyon ugyanaz a nyomóerő, tehát ugyanaz a súrlódásnyomaték-érték ébredjen, ennél fogva felírható, hogy:

$$M_s = 2M_s^* \quad (5.4)$$

Az erőzáró kötések működésének feltétele, hogy a súrlódási nyomaték nagyobb legyen, mint a terhelési nyomaték:

$$M_s \geq M_t \quad (5.5)$$

Behelyettesítve az (5.4)-et:

$$2\mu F_n \frac{d}{2} \geq M_t \quad (5.6)$$

$$\mu F_n d \geq M_t \quad (5.7)$$

Ha a kötés zárására z , egyenként $\mathbf{F}$ erővel meghúzott csavart használunk, akkor az $\mathbf{F}_n$ erő képlete a következőképpen írható:

$$F_n = 2zF \quad (5.8)$$

Így az (5.7) képletből az (5.9), majd (5.10) formában írható fel:

$$2zF \geq \frac{M_t}{\mu d} \quad (5.9)$$

$$F \geq \frac{M_t}{2\mu dz} \quad (5.10)$$

A (2.43) alapján a csavarban maximálisan ébreszthető erő alapján kapjuk:

$$\frac{\pi d_s^2}{4} \frac{\sigma_{meg}}{1,28} \geq \frac{M_t}{2\mu dz} \quad (5.11)$$

A csavarok mérete pedig az (5.12) képlet alapján számítható:

$$d_s \geq \sqrt{\frac{5,12M_t}{2\pi\sigma_{meg}\mu dz}}, \quad (5.12)$$

ahol:

$$\sigma_{meg} = \frac{R_{p02}}{\nu}; \text{ ahol } \nu = 1,2 \div 2,2 \quad (5.13)$$

Ha a kötést ellenőrizni akarjuk a felületi nyomásra, akkor az alábbi képletet alkalmazzuk:

$$p = \frac{F_n}{ld} \leq p_{meg} \quad (5.14)$$

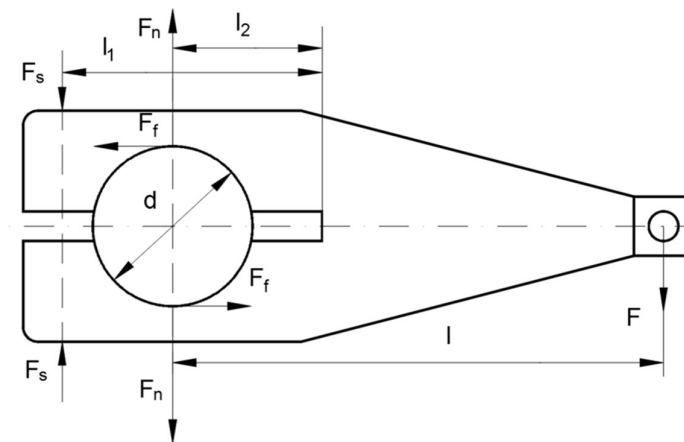
A leggyakrabban előforduló anyagpárookra a következő értékek ajánlottak:

Acél / Acél $p_{meg} = 50 \div 90 \text{ N/mm}^2$, $\mu = 0,065 \div 0,16$

Acél / Öntöttvas $p_{meg} = 30 \div 50 \text{ N/mm}^2$, $\mu = 0,15 \div 0,20$

5.1.2. Szorítókötés hasított aggyal

A hasított aggyal megvalósított szorítókötés esetében, ahol a lehetséges járulékos hajlítóerők miatt szoros illesztés szükséges, túlnyomórészt lineáris nyomáseloszlás várható. A hasított hajtókart olyan pontbeli csuklóval rendelkező bilincsnek lehet tekinteni, amelynek az átmérője hozzávetőlegesen az agy d középtátmérőjével egyezik (55. ábra).



55. ábra. Szorítókötés hasított aggyal

A tengely forgástengelyén lévő pontra felírt nyomatékegyensúly:

$$Fl - F_f \frac{d}{2} - F_f \frac{d}{2} = 0, \quad \text{ahol } F_f = \mu F_n \quad (5.15)$$

$$F_n = \frac{F l}{\mu d} \quad (5.16)$$

Kifejezve a csavarban ébredő szorítóerőt (z csavar esetén):

$$F_s = F \frac{ll_2}{zl_1 \mu d} \quad (5.17)$$

Behelyettesítve a (2.43) képletet:

$$\frac{\pi d_s^2}{4} \frac{\sigma_{meg}}{1,28} = F \frac{ll_2}{\mu d z l_1} \quad (5.18)$$

Innen pedig meghatározható a szorításhoz szükséges közép-csavarátmérő:

$$d_s \geq \sqrt{\frac{4Fll_2 \cdot 1,28}{\pi \sigma_{meg} \mu d z l_1}} \quad (5.19)$$

5.2. Kúpos kötések

A kúpos kötések elterjedése elsősorban az igen jó központosíthatóságuknak és jó tömítési lehetőségüknek köszönhető. Egyszerűen előállítható kötéstípus, könnyen oldható (pl. csavarrögzítéssel), többszöri kötésoldást követően is könnyedén visszaállítható, tartós kötés létesíthető kúpkötésekkel. Ha a kúposság értéke 1:20 vagy ennél is kisebb, a kúpkötés jelentős nyomaték átvitelére alkalmas.

A kötést úgy hozzuk létre, hogy a kúpos csapot **F** erővel egy ugyanolyan kúposságú furatba sajtoljuk (56. ábra). Előnye, hogy a kötés létrehozásához szükséges elmozdulás kicsi, a tengely menti szorítással az alkatrészek közötti felületi nyomás szabályozható. A kötés alapvető gondja, hogy a csap és a furat kúpossága egyforma kell legyen. Ez azt jelenti, hogy az összeszerelendő alkatrészekben a kúpfélszöget

pontosan kell legyártani és utólag is le kell ellenőrizni. A megengedett kúposági tűrésektől való legkisebb eltérés is a kötés lényeges gyengüléséhez, elvárt tömítés esetében pedig annak elvesztéséhez vezet.

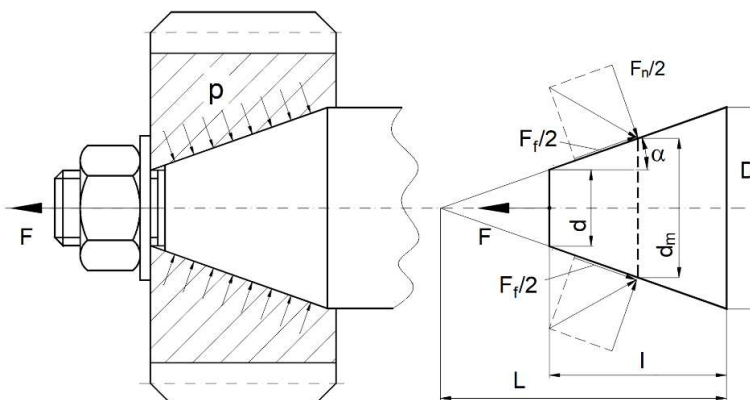
Kúpos kötést létrehozhatunk enyhe vagy meredek kúppal:

- **Enyhe kúp:** kis nyílásszögű kúp, ahol a kúposág nagyobb, mint 1:10. Igen nagymértékű tapadás lép fel a csap és az agy érintkező felületein, a kötés nehezen oldható, nagy nyomatok vihetők át.
- **Meredek kúp:** központozó kúp, amelynek kúposága kisebb, mint 1:5. Ugyanakkora **F** nyomóerő hatására, mint amit a kis nyílásszögű kúpokra alkalmaznánk, kisebb merőleges irányú erő és kisebb mértékű tapadás keletkezik. Az ilyen kúposágú alkatrészek könnyebben szét- és összeszerelhetők.

Kúpos kötések esetén az 1:5 kúposág az önzárás határa.

A kúpos kötések a következő alkalmazásokban használjuk fel:

- hajtó, hajtott és egyéb típusú közlőkerekek, hajtókarok rögzítése hordozó- és közlőtengelyekre;
- csapok tömítésére;
- szerszámszáraz, szerszámtartók és kúpos hasított szorítóhüvelyek.



56. ábra. Kúpos kötés

Az erőjáték egyszerűsítése végett tekintsük az 56. ábrán feltüntetett koncentrált erőket [23].

A tehertovábbítás feltétele itt is abban áll, hogy a súrlódási nyomaték nagyobb legyen, mint a hajtónyomaték:

$$M_t < M_s \rightarrow M_t \leq \frac{F_f d_m}{2} + \frac{F_f d_m}{2}, \text{ ahol } F_f = \mu F_n \text{ a súrlódási erő} \quad (5.20)$$

$$\frac{F_n \mu d_m}{2} \geq M_t \quad (5.21)$$

Innen számítható a szorítás létrehozásához szükséges normálerő:

$$F_n \geq \frac{2M_t}{\mu d_m} \quad (5.22)$$

Az erőegyensúlyt a vízszintes, majd a függőleges tengelyre vetítve a következő egyenletekhez jutunk:

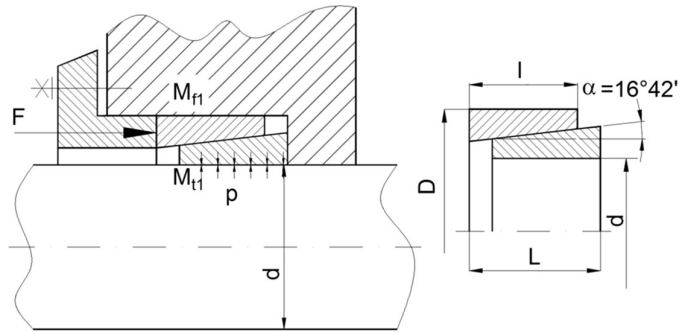
$$F = 2 \left(\frac{F_n}{2} \sin \alpha + \mu \frac{F_n}{2} \cos \alpha \right) = \frac{2M_t}{\mu d_m} (\sin \alpha + \mu \cos \alpha) \quad (5.23)$$

$$\frac{F_n}{2} \cos \alpha + \frac{F_n}{2} \cos \alpha = \pi d_m l p \quad (5.24)$$

Megkapjuk az M_t nyomaték továbbításához szükséges felületi feszültséget:

$$p = \frac{F_n \cos \alpha}{\pi d_m l} = \frac{2M_t \cos \alpha}{\mu \pi d_m^2 l} \leq p_{meg} \quad (5.25)$$

5.3. Ringfeder-rendszerű kúpos gyűrűpárok



57. ábra. Ringfeder-rendszerű kúpos kötés

A Ringfeder típusú kötés (57. ábra) egy vagy több kúpos gyűrűpárral létrehozott kötés. Nagyobb terhelések átvitelére több pár gyűrűt alkalmaznak. Ha az egy pár gyűrűpárral átvihető nyomaték értéke M_{t1} , akkor több gyűrűpár beépítésével az átvihető nyomaték növekedik, de nem a gyűrűpárok számával arányosan, hanem kvázi-logaritmikusan:

Két pár gyűrű esetében $M_{t2} = 1,5M_{t1}$

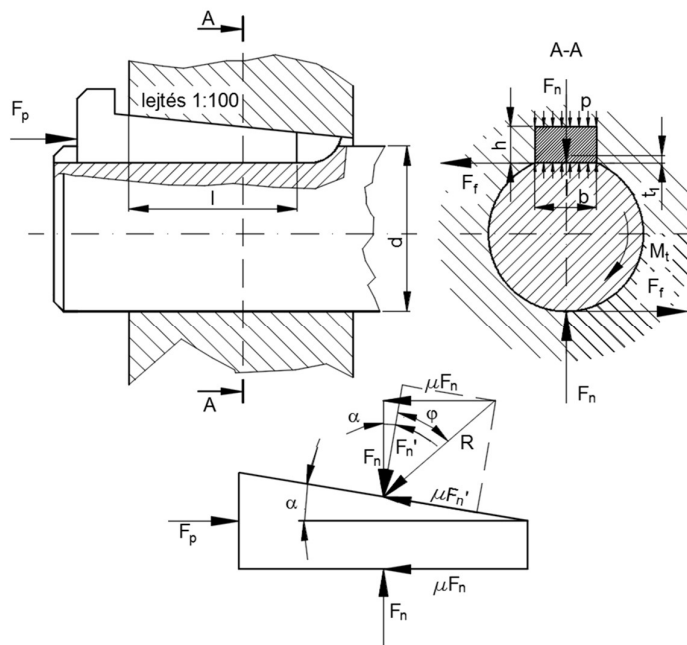
Három pár gyűrű esetében $M_{t3} = 1,75M_{t1}$

Négy pár gyűrű esetében $M_{t4} = 1,875M_{t1}$

A gyűrűpárok méreteit, az egy gyűrűpárral átvihető M_{t1} nyomatékot és a szükséges F_a axiális befeszítőerő értékeit különböző p nyomásokra ($p_{meg} \approx 0,8 \cdot R_{p0,2}$) a Ringfeder GmbH gyártmányleírások tartalmazzák.

5.4. Ékkötések

A terhelés továbbítására ebben az esetben a tengely és az agy közé az éket befeszítő erővel szerelik (F_p , 58. ábra). Mivel az éknek egyik felülete a kötés tengelyéhez viszonyítva lejt, a beszerelésnél a kötésben feszültségek keletkeznek, amelyek a terhelés továbbítását biztosítják.



58. ábra. Fészkes ékkötés

Az 58. ábra alapján felírható a tengely forgásiránya mentén az erők egyensúlya:

$$F_p = F_f + F_n \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) = \mu F_n + F_n \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) = F_n [\mu + \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)] \quad (5.26)$$

Továbbá:

$$\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) = \frac{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \varphi}{1 - \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \varphi} \approx \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \varphi \quad (5.27)$$

és $\operatorname{tg} \alpha \approx \mu$.

Így az (5.26) képlet az (5.28) formára hozható, amellyel az F_n erő létrehozásához szükséges, az éket beszorító F_p erő értéke számítható:

$$F_p \approx F_n (\operatorname{tg} \alpha + 2\mu) \quad (5.28)$$

A felületi nyomás a nyomatékegyensúly felírása alapján számítható:

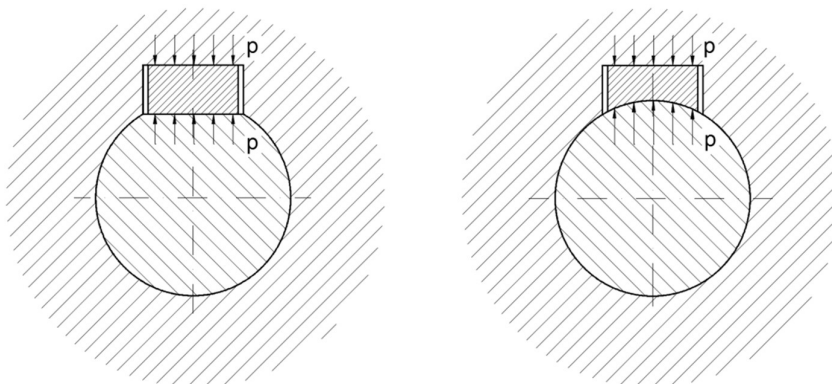
$$M_t \leq \mu F_n \frac{d}{2} + \mu F_n \left(\frac{d}{2} - t_1 \right) = \mu F_n (d - t_1), \quad \text{ahol } F_f = \mu F_n \quad (5.29)$$

$$M_t \leq \mu b l p (d - t_1) \quad (5.30)$$

Végül az ékre ható felületi nyomás értéke:

$$p \geq \frac{M_t}{\mu b l (d - t_1)}, \quad p \leq p_{meg} \quad (5.31)$$

A kis feszültséggyűjtés érdekében használják a lapos éket és a nyerges éket is (59. ábra).

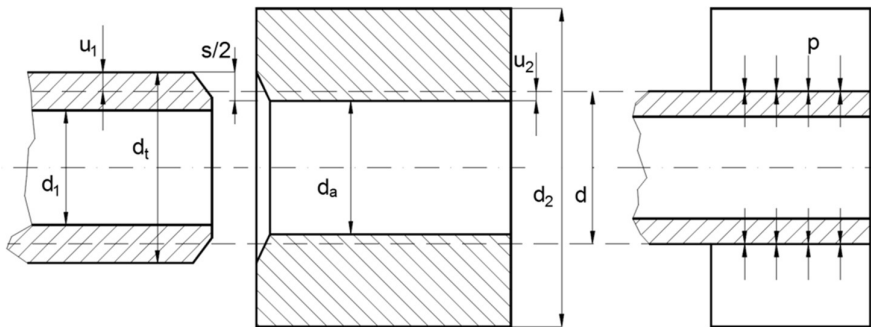


59. ábra. Lapos ék (balra) és nyerges ék (jobbra)

5.5. Kötés szilárd illesztéssel

A szilárd illesztésű kötések (vagy zrugorkötéseket) elterjedten alkalmazzák, mivel viszonylag könnyen elkészíthetők, lökészerű és váltakozó igénybevétel esetén jól viselkednek, a tengelyt nem gyengíti horony és jó a kötés központosítása.

Az illeszkedő alkatrészek érintkező felületeinek a méretei között különbség kell legyen annak érdekében, hogy egy bizonyos, legtöbbször empirikus módon meghatározott túlfedés álljon elő. Összeszereléskor a túlfedés miatt sugárirányú deformációk lépnek fel (60. ábra).



60. ábra. Szilárd kötés

Ezeknek a nagysága függ az anyag E rugalmassági modulusától, minőségétől és a túlfedés nagyságától. Az ábrán látható, hogy a tengely deformálás előtti átmérői: belső – d_1 és külső – d_t ; az agy alakváltozása előtti átmérői: belső – d_a és külső – d_2 . A kötés létrejötte után a tengely belső és az agy külső átmérője azonos méretű lesz – d . Az ábrán s -sel jelöltük a túlfedést, amely az agy belső és a tengely külső sugarának különbsége.

Így a túlfedés értéke $s = 2(u_1 + u_2)$, ahol u_1 a tengely és u_2 az agy sugárirányú deformációi.

A tengely sugárirányú deformációja [23]:

$$u_1 = \frac{d}{2} \frac{1}{E_1} p \left[\frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \nu_1 \right] = \frac{d}{2} \frac{1}{E_1} p k_1 \quad (5.32)$$

Az agy sugárirányú deformációja [23]:

$$u_2 = \frac{d}{2} \frac{1}{E_2} p \left[\frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} - \nu_2 \right] = \frac{d}{2} \frac{1}{E_2} p k_2, \quad (5.33)$$

ahol:

p – az alkatrészek között megjelenő felületi nyomás,

ν_1 és ν_2 – a tengely és az agy anyagainak a Poisson féle tényezője (keresztirányú zsugorodási tényező); acél esetén – 0,3 és öntöttvas esetén – 0,25,

E_1 és E_2 – a tengely és az agy anyagainak rugalmassági tényezői.

Bevezetjük a következő jelöléseket:

$$k_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \nu_1 \quad (5.34)$$

$$k_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} - \nu_2 \quad (5.35)$$

Továbbá:

$$\begin{aligned} \frac{d_1}{d} &= \frac{\text{tengely furatátmérője}}{\text{szerelés végső átmérője}} \\ \frac{d}{d_2} &= \frac{\text{szerelés végső átmérője}}{\text{agy külső átmérője}} \end{aligned} \quad (5.36)$$

Ha a tengely tömör, akkor:

$$\frac{d_1}{d} = \frac{\text{tengely furatátmérő}}{\text{szerelés végső átmérője}} = 0 \quad (5.37)$$

Az s túlfedés értéke, amely a kötés létrejötte után immár szorítássá alakul, a következőképpen számítható:

$$S = 2 \left(\frac{d}{2} \frac{1}{E_1} p k_1 + \frac{d}{2} \frac{1}{E_2} p k_2 \right) = p d \left(\frac{k_1}{E_1} + \frac{k_2}{E_2} \right) \quad (5.38)$$

A szilárd illesztéssel rendelkező kötéseknel 3 terheléstípus továbbítható:

- forgónyomatékok,
- tengelyirányú erők,
- forgónyomatékok és tengelyirányú erők egyidejűleg.

- a) Csak forgatónyomaték van, axiális erő nincs. A forgónyomaték továbbításának feltétele (61. ábra):

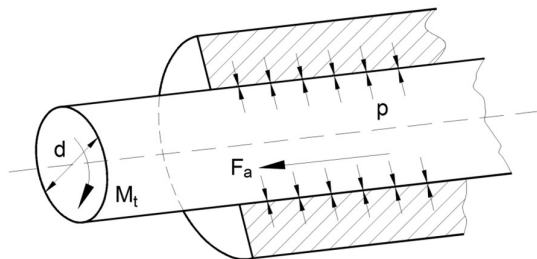
$$M_t \neq 0, \quad F_a = 0, \quad M_t \leq M_s \quad (5.39)$$

$$M_t \leq \mu \pi d l p \frac{d}{2} \rightarrow p \geq \frac{2M_t}{\mu \pi d^2 l} \quad (5.40)$$

$$p_{min} = \frac{2M_t}{\mu \pi d^2 l} \quad (5.41)$$

Az (5.41) képlet alapján kiszámítható a szükséges minimális felületi nyomás, amely lehetővé teszi az M_t nyomaték továbbítását.

- b) Csak axiális erő van, forgatónyomaték nincs. A tengelyirányú erő továbbításának feltétele:



61. ábra. Forgatónyomaték vagy axiális terhelés

$$F_a \neq 0, \quad M_t = 0, \quad F_a \leq F_s \quad (5.42)$$

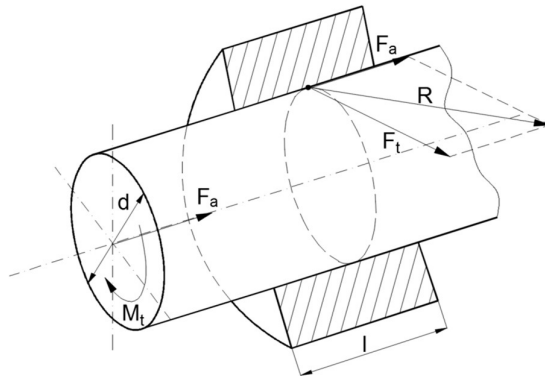
$$F_a \leq \mu \pi d l p \rightarrow p \geq \frac{F_a}{\mu \pi d l} \quad (5.43)$$

$$p_{min} = \frac{F_a}{\mu \pi d l} \quad (5.44)$$

Az (5.44) képlet alapján kiszámítható a szükséges minimális felületi nyomás, amely lehetővé teszi az $\mathbf{F}_a$ tengelyirányú erő továbbítását.

c) Forgónyomaték és tengelyirányú erő egyidejű továbbításának feltétele (62. ábra):

$$R \leq F_s \quad (5.45)$$



62. ábra. Vegyes, forgatónyomaték és axiális terhelés

Az $\mathbf{M}_t$ nyomatékot létrehozó $\mathbf{F}_t$ tangenciális és az $\mathbf{F}_a$ axiális erő eredőjének skáláris értéke az alábbi képlettel számolható:

$$R = \sqrt{\left(\frac{2M_t}{d}\right)^2 + F_a^2} \quad (5.46)$$

A terhelés továbbításának feltétele így a következő lesz:

$$R \leq \mu \pi d l p \quad (5.47)$$

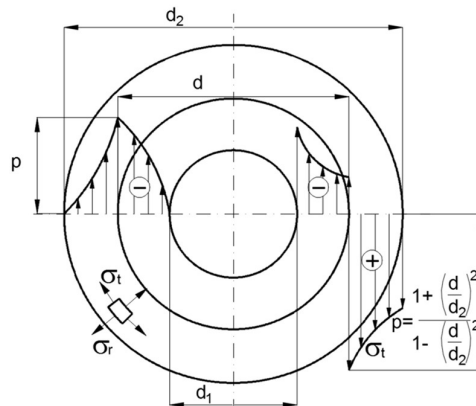
Az (5.47) képletből számítható a szükséges felületi nyomás:

$$p \geq \frac{R}{\mu \pi d l} \quad (5.48)$$

Az (5.48) képletből megkapjuk a kombinált nyomaték-tengelyirányú erő továbbításának feltételét, a minimális szükséges felületi nyomást a tengely és az agy között:

$$p_{min} = \frac{\sqrt{\left(\frac{2M_t}{d}\right)^2 + F_a^2}}{\mu \pi d l} \quad (5.49)$$

Az érintkező felületen keletkező p nyomás feszültséget kelt az összeszerelt alkatrészekben (63. ábra):



63. ábra. A szilárd kötésben ébredő feszültségek

Ismerve az alkatrészek összenyomásra és húzásra elért maximális alakváltozásait, megállapítható a p felületi határfeszültség, amelyre az anyag eléri a folyáshatárát. A 63. ábra, a [18] és [2] alapján felírható a maximális redukált feszültség:

$$\sigma_{red} = \sigma_t - \sigma_r = p \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} - (-p) = \frac{2p}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} \leq \sigma_{F2} \quad (5.50)$$

Innen pedig a felületi határfeszültség értéke:

$$p \leq 0,5 \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right] \sigma_{F2} \quad (5.51)$$

$$p_{max} = 0,5 \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right] \sigma_{F2} \quad (5.52)$$

Ahol $\sigma_{F2} = \frac{R_{p02}}{c}$, ($c = 1,1 \div 1,3$) képlékeny anyagoknál és $\sigma_{F2} = \frac{R_m}{c'}$, ($c' = 2 \div 3$) rideg anyagok esetén [23].

Az (5.52) képlet tehát megadja az alkatrészek felületén megjelenő maximális felületi feszültség értékét, úgy, hogy ez mindig a folyáshatár alatt maradjon. Az (5.41), (5.44) és (5.49), együtt az (5.52) képletek meghatározzák a szorításból adódó feszültségek minimális és maximális értékeit. Ezekre a feszültségekre kiszámíthatjuk a megjelenésükhöz szükséges alakváltozásokat, vagyis az alakváltozásokhoz szükséges méretkülönbségeket.

A fentiek alapján az illesztés túlfedéseinek meghatározása egy p_{min} feszültséget létrehozó s_{min} szorítást és egy p_{max} feszültséget létrehozó s_{max} szorítást számíthatunk az alábbi képletekkel:

$$s_{min} = p_{min} d \left(\frac{k_1}{E_1} + \frac{k_2}{E_2} \right) \quad (5.53)$$

$$s_{max} = p_{max} d \left(\frac{k_1}{E_1} + \frac{k_2}{E_2} \right) \quad (5.54)$$

A kötés szerelése, a sugárirányú deformáció létrehozása hidegen (szobahőmérsékleten) sajtolással történik. Ajánlatos, hogy a sajtolás sebessége ne lépje túl a 2 mm/s-ot.

A sajtolás során a felületi érdességeknek egy része lesimul és emiatt a hatásos túlfedés csökken. Ezt figyelembe kell venni a reális túlfedések meghatározásánál.

Ha a tengely R_{1max} és az agy R_{2max} maximális felületi érdességgel rendelkezik, akkor figyelembe véve a lesimulást, a szorítás értékét a következőképpen kell növelni:

$$\frac{s'}{2} = \frac{s}{2} + 0,8 \cdot R_{1max} + 0,8 \cdot R_{2max} \quad (5.55)$$

$$s' = s + 1,6 \cdot (R_{1max} + R_{2max}) \quad (5.56)$$

Az R_{1max} és R_{2max} maximális egyenetlenségek (érdességek) a felületek megmunkálási műveletétől függnnek.

Az alkatrészek összeszerelésénél szükségesek a következő, a gyakorlati felületi érdességeket is figyelembe vevő, módosított túlfedések:

$$\begin{aligned} s'_{min} &= s_{min} + 1,6 \cdot (R_{1max} + R_{2max}) \\ &= p_{min} d \left(\frac{k_1}{E_1} + \frac{k_2}{E_2} \right) + 1,6 \cdot (R_{1max} + R_{2max}) \end{aligned} \quad (5.57)$$

$$\begin{aligned} s'_{max} &= s_{max} + 1,6 \cdot (R_{1max} + R_{2max}) \\ &= p_{max} d \left(\frac{k_1}{E_1} + \frac{k_2}{E_2} \right) + 1,6 \cdot (R_{1max} + R_{2max}) \end{aligned} \quad (5.58)$$

Ismerve az s'_{min} és s'_{max} túlfedéseket, a táblázatból ki kell választani egy olyan illesztést, amely kielégíti a következő feltételt:

$$s_{max \text{ ill}} < s'_{max} \quad (5.59)$$

$$s_{min \text{ ill}} \geq s'_{min} \quad (5.60)$$

A sajtoláshoz szükséges erő a következő képlettel számítható:

$$F_{pr} > F_s = p \pi d l \mu = \pi d l \mu \frac{s_{max \text{ ill}}}{d \left(\frac{k_1}{E_1} + \frac{k_2}{E_2} \right)} \quad (5.61)$$

Ha az összeszerelés melegítés (az agy melegítése) vagy hűtés (a tengely hűtése) alapján történik, akkor szükséges a következő hőmérséklet-különbség biztosítása:

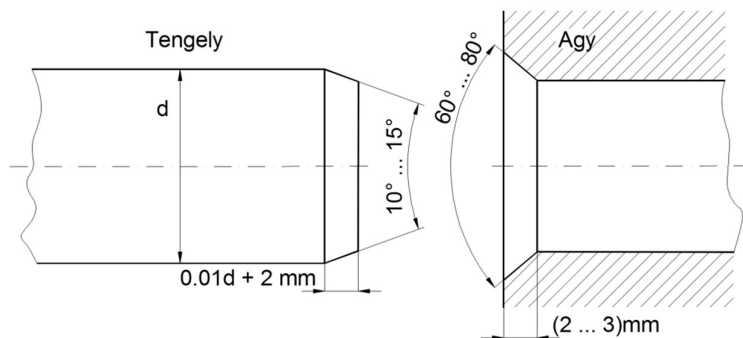
$$\Delta t = \frac{s_{max\ ill} + j}{\alpha d}, \quad (5.62)$$

ahol:

j – a szereléshez szükséges legkisebb játék, $j = \frac{d}{1000}$,

α – a hőtágulási együttható (anyagfüggő).

Az összeszerelendő alkatrészeket a 64. ábrán látható módon kell kialakítani:



64. ábra. Zsugorkötéssel szerelt alkatrészek kialakítása

6. Szegecskötések

Ha egy kötéssel szemben nem tervezési követelmény a roncsolásmentes bontathóság, vagyis az összekötött alkatrészeket nem szükséges újra szét- és összeszerelni, *nem oldható kötések*et alkalmazunk.

Ilyen kötésnek tekintjük a szegecskötést, a hegesztést, a forrasztást és a ragasztást.

Szegecsket általában két vagy akár több tárgy összekapcsolására használunk. A tárgyak anyagai lehetnek azonosak vagy különbözőek is. A szegecs anyaga általában az általa rögzített elemek anyagával hasonló összetételű, mivel el kell kerülni az elektromos korróziót és az eltérő hőtágulás miatti esetleges kötéslazulást.

A korszerű szegecskötést széles körben alkalmazzák a jármű- és gépiparban, a könnyűiparban, az építőiparban és egyéb szolgáltatást végző iparágban. Az alkalmazás leggyakrabban hídszerkezeteknél, repülőgépekben, daruknál, tartóknál, tengelykapcsolóknál és fékbetétek rögzítésénél, tartályok készítésénél lelhető fel.

Előnye más kötésekkel szemben abban áll, hogy az elemekben nem jelentkezik anyagszerkezeti átalakulás, keményedés vagy kilágyulás; az összekötött elemek még meleg szegecselés esetén is csak a szegecsfej környezetében és csak kevésbé deformálódnak.

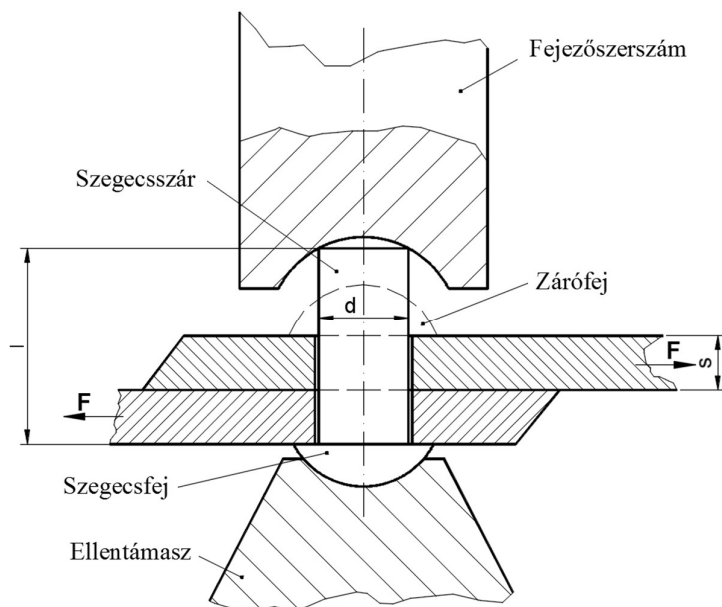
Hátránya, hogy a kötés kialakításához szükséges furatok miatt csökken a terhelhető keresztmetszet, ezért ennek növelésével nő a szerelés önsúlya.

A gépelemeknél használt szegecselt kötés általában költségesebb a hegesztettnél.

A szegecs hengeres szárral készülő kötőelemek, amelyek végére a szegecskötés létrehozásakor képlékeny alakítással zárófejet alakítunk ki (65. ábra).

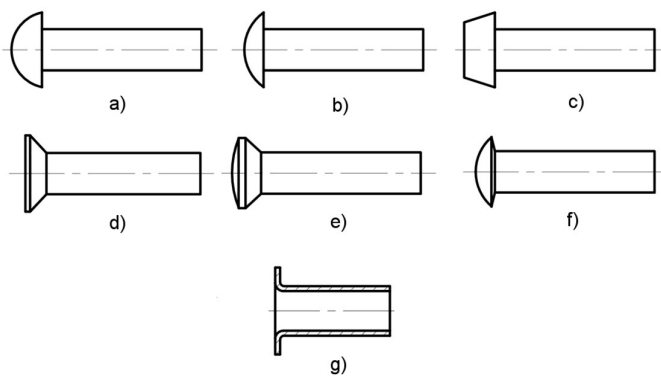
Általában a szegecskötések lehetnek önzárók vagy alakzárók, annak függvényében, ahogy be vannak-e építve az összefogandó alkatrészekbe.

A gyakorlatban alkalmazott szegecsfajták alakját, méreteit és anyagait szabványok írják elő.



65. ábra. Szegecskötés kialakítása

A leggyakoribb szabványos szegecsket a 66. ábra szemlélteti:



66. ábra. Szabványos szegecsek: **a)** félgömbfejű, **b)** alacsony félgömbfejű, **c)** trapézfejű, **d)** süllyesztett fejű, **e)** lencsefejű, **f)** lemezszegecs, **g)** csőszegecs

A szegecseket nyírási és felületi nyomás igénybevételének alapján lehet méretezni.

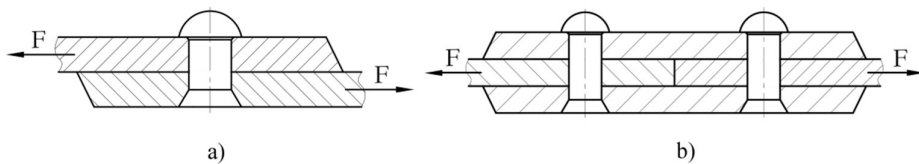
A nyírási igénybevételre felírható, hogy

$$F \leq \frac{\pi d^2}{4} z \sigma_{nymeg} \quad (6.1)$$

Innen méretezhető a szegecsszár átmérője:

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi z \sigma_{nymeg}}} \quad (6.2)$$

A méretezésnél figyelembe kell venni, hogy a szegecseknek a kötés létrehozása után hány nyírt keresztmetszetük lesz. Az egyirányú szegecskötéseket *átlapolt* (67a. ábra), a kétirányú szegecskötéseket pedig *hevederes* szegecskötéseknek nevezzük (67b. ábra). Az első esetben egy, a másodikban két nyírt keresztmetszete van a szegecsnek.



67. ábra. Átlapolt és hevederes szegecskötés

A felületi nyomást általában ellenőrzésre és nem méretezésre számítjuk. Az alábbi képlet adja a p felületi nyomás értékét:

$$p = \frac{F}{z d s_{min}} \leq p_{meg}, \text{ ahol } s_{min} \text{ a minimális anyagvastagság} \quad (6.3)$$

A megengedett feszültségeket táblázatból lehet kikeresni, a szegecs és szerkezeti elemek anyagainak függvényében.

A gyakorlatban a méretezés úgy történik, hogy először a lemezvastagság alapján, tapasztalati úton meghatározzák a szegecsátmérőt, majd a terhelés függvényében kiszámítják a szegecsok számát.

7. Hegesztett, forrasztott és ragasztott kötések

7.1. Hegesztett kötések

A hegesztést kezdetben csak acélanyagú szerkezeti elemek összekötésére használták. Napjainkban már az öntöttvasak, könnyűfémek és műanyagok hegesztési technológiája is igen magas szintre fejlődött. Az ipar szinte minden ágában használjuk, kiváló kötések létrehozására.

A hegesztést nemcsak új gépszerkezetek előállítására, hanem törött alkatrészek helyreállítására, sőt kopott szerkezeti elemek méretnövelő javítására is alkalmazzák.

A hegesztett kötéseknek számos előnyük van: A szegecseléssel szemben jelentős súlymegtakarítás érhető el. Jobban ki lehet használni az anyag szilárdságát, ugyanis a szegecslyukak feszültséggyűjtő és a keresztmetszet gyengítő hatása elmarad. Az összekötendő gépelemeket nem gyengítik furatok, az erőátadás nem pontszerű és lényeges, kb. 15-20% súlymegtakarítást érhetünk el.

A hegesztett kötések hátránya: A felmelegedés alapján megváltozik a szemcse-szerkezet és visszamaradó feszültségek keletkeznek, amelyek csökkentik a varrat teherbírását. A hegesztési eljárással visszamaradó belső feszültségek keletkezhetnek, amelyek csökkentik a varrat teherbírását, helytelen hegesztési sorrend következtében pedig elhúzóódások léphetnek fel. A nagy hőmérséklet-gradiens következtében nő a ridegtörési veszély, a feszültséggyűjtő helyeken repedésgócok jöhetnek létre. Általában a hegesztési varrattal terhelt keresztmetszet kifáradási határa csökken [18].

A fontosabb hegesztési eljárások a következők:

a) Ömlesztő hegesztés

- Lánghegesztés (gázhegesztés). Általában acetilén és oxigén keverékének elégetésével biztosítjuk a megolvadáshoz szükséges hőt. Az acetilén – oxigén gázkeverék 3200 °C-on ég el. A hegesztőpáka átmérője $d = 0,5\text{ s} + 1\text{ mm}$.
- Elektromágneses hegesztés. A vákuumba helyezett hegesztendő munkadarabba elektronsugarat ütköztetünk. Igen vékony lemezek hegesztésénél használható.

- Lézersugaras hegesztés. A mikro-elektrotechnikában, vékony lemezek hegesztésénél alkalmazzák ($s = 0,001 \div 1,0$ mm) valamint magas olvadáspontú fémek esetében (molibdén, wolfram, tantál), a repülőgép- és rakétaiparban.
 - Ívhegesztés. A szükséges hőt villamos ív szolgáltatja. A hőmérséklet eléri a 3500°C -ot.
- b) Ömlesztve sajtoló hegesztés (ponthegeztés). A munkadarabok érintkező felületén villamos áramot vezetünk át. A fejlődő Joule-hő megolvasztja az érintkező fémfelületeket, így sajtolással összehegeszthetők.
- c) Sajtoló hegesztés (kovácshegesztés). Hevítéssel erősen képlékennyé tett munkadarabot kovácsolással (gyors összenyomással) lehet összehegeszteni.

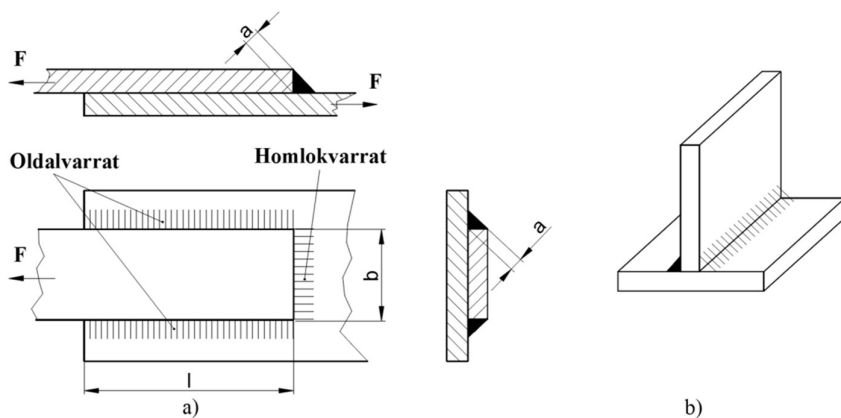
A különböző ötvözetek, ill. fémek más-más mértékben hegeszthetők. Az acélok hegeszthetőségét elsősorban szénttartalmuk határozza meg, de az ötvözők és a szennyezőanyagok ezt nagymértékben módosíthatják. Az ötvözetlen szerkezeti acélok $0,25\%$ szénttartalomig jól, $0,25 \div 0,6\%$ szénttartalom esetén pedig csak korlátozott mértékben, ill. különleges eljárásokkal hegeszthetők. A $0,6\%$ -nál nagyobb szénttartalmú ötvözetlen acélok nem hegeszthetők [18].

A hegesztési varratok elhelyezkedését és vonalvezetését az összekötendő elemek alakja határozza meg. A varratok típusát és formáját az összekötendő elemek vastagságának függvényében választhatjuk meg.

A közös síkban elhelyezkedő elemeket (lemezeket) általában tompavarrral kötjük össze (68. ábra).



68. ábra. Tompavarrat



69. ábra. Sarokvarratok: **a)** egymáson átlapoló alkatrészek, **b)** egymással szöget bezáró alkatrészek

Egymáson átlapoló és egymással nagyobb szöget bezáró lemezek kötésénél különböző elhelyezésű és kialakítású sarokvarratokat használunk (69. ábra).

Az éllel illeszkedő lemezeket élvarratokkal vagy T varratokkal hegesztik (70. ábra).



70. ábra. Élvarrat és T varrat

A sarokvarratok keresztmetszete domború, lapos vagy homorú. Ezek közül a domború kerülendő, mivel növeli a varrat tömegét és nagy a feszültséggyűjtő hatása.

A hegesztett kötések méretezésénél elemi szilárdságtani összefüggéseket alkalmazunk, mert a varratok teherbírását és igénybevételét befolyásoló számos tényező értékelése, a feszültségek pontos meghatározása rendkívül összetett feladat. Ennek részletes tanulmányozása nem tartozik a jelen gépelemek anyag témakörébe.

A hegesztett kapocs teherbírását megfelelően értékeljük, ha az egyszerre ható külső terhelésekből számított mértékadó összehasonlító feszültség kisebb, mint a varrat anyagára, típusára és igénybevételére megengedett határfeszültség [18].

A méretezésnél figyelembe kell venni, hogy a hegesztési varratok feszültséggyűjtő elemek. A varrat szilárdsága általában nem éri el az azonos keresztmetszetű alapanyagét, mert környezetében belső feszültségek és szövetszerkezeti elváltozások jelennek meg, melyek különösen a hegesztett szerkezetek kifáradási határát csökkentik lényegesen. Ennek részben geometriai, részben technológiai okai vannak.

Nyugvó terhelésű hegesztett szerkezetek méretezésekor a varratok megengedhető feszültségét az alapanyagban megengedett feszültségnek egy ν gyengítési tényezővel való szorzásával kapjuk [18].

A varrat keresztmetszetének kiszámításakor az úgynevezett hasznos varrathosszal számolunk [18]:

$$l_h = l - 2a \quad (7.1)$$

A teljes varrathosszból (l) le kell vonni a kezdő és a befejező varratrésznél megjelenő beégés gyengítő hatását, amelyet a (7.1) képletben szereplő a értékkel veszünk figyelembe, ami a varrat vastagságát jelenti.

A varrat a vastagsága a keresztmetszet másik jellemző mérete. Tompa- és kettős $\frac{1}{2}V$ varrat esetén ez a lemezvastagsággal egyenlő. A $\frac{1}{2}V$ varrat esetén a lemezvastagság 85%-a, a sarokvarratra pedig a varratba írható egyenlőszárú derékszögű háromszög átfogójára merőleges magasság [18].

A technológiai eljárás elkerülhetetlen következményeként a varratokban mindig keletkeznek kötési hibák (pórusok), amelyek később hajszálrepedések kiindulási helyei lehetnek. A kifáradás-határfeszültségek jelentősen növelhetők, ha a varratok felületét utólag megmunkáljuk. A varratok felületének leköszörülésével nagymértékben kiküszöbölhetők a feszültséggyűjtő hatású anyaghibák és az ugrásszerű keresztmetszet-változások.

Többféle hegesztési varrat használata esetében a szilárdságtani számítások bonyolódnak. Például homlok- és oldalvarrat egyidejű használatakor a közelítő empirikus számítást a (7.2) képlet segítségével végezhetjük el, a 69. ábrán használt jelölések figyelembevételével.

Ha $0,5b < l \leq 1,5b$, akkor

$$F = F_{old} + \frac{1}{3}F_{hom} = 2a l 0,75\sigma_{meg} + \frac{1}{3}ab 0,85\sigma_{meg} \quad (7.2)$$

7.2. Forrasztott kötések

A forrasztás anyaggal záró kötés. Fémes vagy nem fémes, de fémmel bevont alkatrészek között ömlesztett adalékfém segítségével hozza létre a kapocs. Az adalékfém olvadáspontjának minden esetben alacsonyabbnak kell lennie a két összekötendő fém olvadáspontjánál. A forrasztott kötéseknel alkalmazott kötőanyagok a forrasztók. A megolvasztott forrasztó az alapanyagot bevonja, felületi ötvözetet alkot vele, a határfelületeken adhéziós, diffúziós folyamat megy végbe, ami lehűlés után adhéziós kötést eredményez.

Ezek lehetnek lágyak, ha az olvadáspontjuk kisebb mint $300\text{ }^{\circ}\text{C}$, és lehetnek kemények, ha olvadáspontjuk $850 \div 1000\text{ }^{\circ}\text{C}$.

A **lágyszerasztást** kis mechanikai igénybevételek esetében lehet alkalmazni, például elektrotechnikában, hűtőknél, vékonyfalú lemeztartályoknál stb. Ez esetben a forrasztási felület nyírófeszültség-tűrése:

$$\begin{aligned}\tau_B &= 20 \div 86 \text{ [N/mm}^2\text{]} \text{ ónforrasztásnál, illetve} \\ \tau_B &= 120 \text{ [N/mm}^2\text{]} \text{ ón-kadmium forrasztás esetén.}\end{aligned}$$

A **keményforrasztások** nagyobb erők átvitelére alkalmasak és gyakran használhatók a finommechanikában.

$$\tau_B = 180 \div 270 \text{ [N/mm}^2\text{]} \text{ vörösrézforrasztásnál.}$$

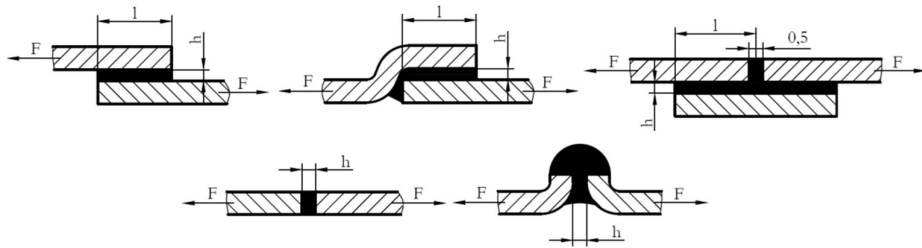
Forrasztóanyagként könnyen olvadó fémötvözeteket használunk. A megfelelő forrasztóanyag kiválasztásakor a meghatározó szempont az olvadási hőmérséklet és a dermedés utáni szilárdság. Lényeges, hogy a forrasztóanyag legalább $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ -kal alacsonyabb olvadáspontú legyen, mint a forrasztandó elem anyaga.

A szilárdsági terhelhetőség emelése érdekében a forrasztott kötések gyakran egyéb kötési módokkal (szegecselés, csavarozás stb.) szokták kombinálni.

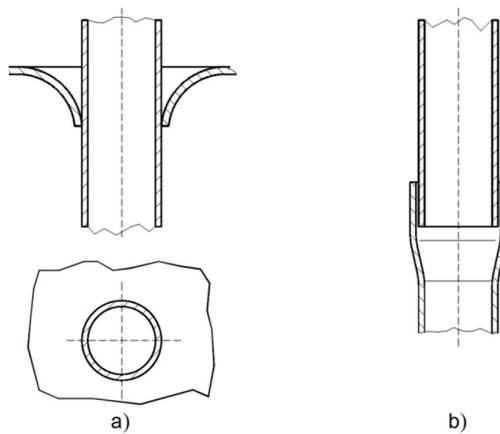
A legtöbb fémes anyag – könnyebben vagy nehezebben – általában forrasztható. A forrasztathatóság főként az alkatrészek felületén keletkező oxidréteg jelenlététől, illetve ennek eltávolítási lehetőségétől függ. A nehézfémek és ötvözeik könnyebben, a könnyűfémek nehezebben forraszthatóak. A kötések helyét meg kell jól tisztítani, zsírtalanítani, és azután fel kell melegíteni forrasztóvassal, forrasztólámpával vagy forrasztópisztollyal.

A 71. ábrán lemezek forrasztási megoldásai láthatók. A forrasztási varrat alakjától és elhelyezkedésétől függően a legkedvezőbb kötéstípus a nyíró igénybevételnek kitett átlapolt vagy hevederes kötés (felső ábrák), ahol a párhuzamos felületek

résvastagsága $h = 0,05 \div 0,6$ mm. A forrasztás húzó igénybevételre kevésbé alkalmas, így szilárdsági szempontból a tompa varrat (alsó ábrák) a legkedvezőtlenebb megoldás [18].

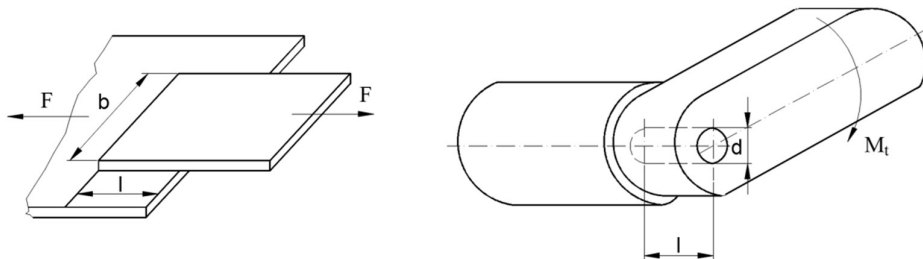


71. ábra. Lemezek forrasztási megoldásai [18]



72. ábra. Csövek forrasztása: **a)** átmenő cső forrasztása **b)** csövek összeforrasztása

A forrasztott kötések számítása a 73. ábra alapján a (7.3) képlet segítségével végezhető el.



73. ábra. Forrasztott kötések húzóerővel és forgatónyomatékkal való terhelése

A nyírásra igénybe vett forrasztott kötéseknel a nyírófeszültséget kell ellenőrizni:

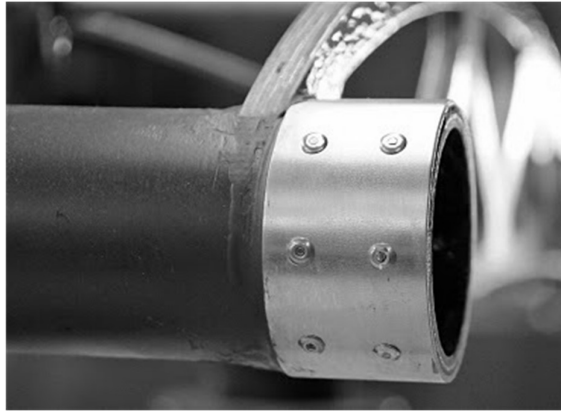
$$\sigma_l = \frac{F}{bl} \leq \sigma_{lmeq}; \quad \sigma_l = \frac{M_t}{\frac{d}{2}\pi dl} = \frac{2M_t}{d^2\pi l} \leq \sigma_{lmeq} \quad (7.3)$$

7.3. Ragasztott kötések

A ragasztás egyik legkorszerűbb nem oldható kötési eljárás. Ez a kötési mód egyaránt alkalmas fémes és nem fémes, illetve műanyagok kötéseinek kialakítására. A kötés szintetikus anyaggal, vegyi reakció révén jön létre, az egyes alkatrészek és a ragasztóréteg között adhézió, a réteg belsejében kohézió útján.

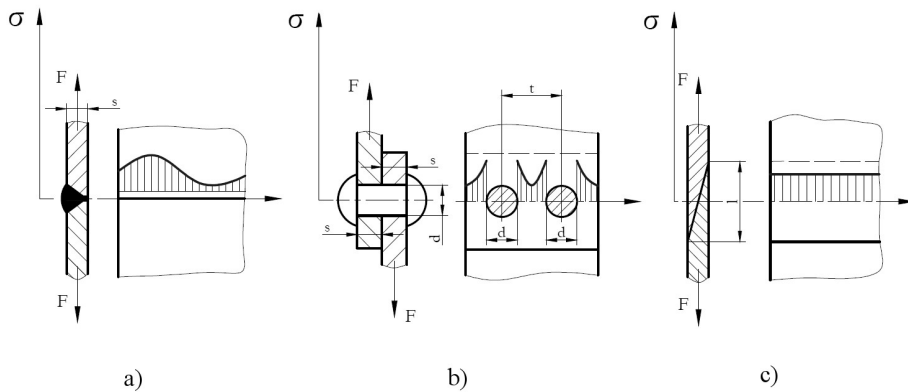
A fémragsztás vékony, nagy szilárdságú acél- vagy könnyűfémlemez szerkezetek kötésére a legalkalmasabb (74. ábra). A fémragsztás a forrasztást sok területről kiszorította, ezért jelentősége napjainkban igen megnövekedett. Nem sikerült a forrasztást kiszorítani olyan területekről, ahol a jó hővezetés és az elektromos vezetőkéesség fokozott követelmény (elektronika, híradástechnika, műszeripar, hűtőberendezés-gyártás stb.).

A ragasztást alkalmazzák a finommechanikában, a repülőgépgyártásban, de mindinkább a hagyományos gépiparban is. A ragasztott kötés számos előnyös tulajdonsággal rendelkezik:



74. ábra. Repülőgépszárny fa, alumínium és karbonszálás csőelemeinek összeragasztása [37]

A terhelésátadás sokkal egyenletesebb (75a. ábra), mint a szegecselt (75b. ábra) vagy hegesztett (75c. ábra) kötés esetén, elmarad a szegecselés okozta anyaggyengítés és feszültségfelműködés, illetve a hegesztés során keletkező helyi feszültségkoncentráció [18].



75. ábra. Feszültségek eloszlása: **a)** hegesztés, **b)** szegecselés és **c)** ragasztás esetében [18]

A ragasztás kifáradási határa nagy, általában hidegen készíthető, jelentős a súlymegtakarítás, a legkülönbébb anyagok egymáshoz köthetők általa.

Jó a villamos szigetelése, a vegyi hatásoknak ellenáll, jól festhető, galvanizálható, eloxálható, varratmentes kötést ad, az illesztési felületek közül a kifolyt ragasztóanyag letörölhető, ezen kívül zajcsökkentő és lengéscsillapító hatású [18].

A ragasztás egyik hátrányos tulajdonsága, hogy némely ragasztóanyagnak a kötés létrehozásához szükséges hőmérsékletigénye magas ($120\text{ }^{\circ}\text{C} \div 200\text{ }^{\circ}\text{C}$). Ugyanakkor a ragasztások fajlagos terhelhetősége kicsi, ezért aránylag nagyobb felületekre van szükség a kötés kialakításához, mint a hegesztésnél vagy a forrasztásnál.

Hőhatásra általában érzékeny, alkalmazási területe általában a $-60\text{ }^{\circ}\text{C} \div 200\text{ }^{\circ}\text{C}$, ezeken a határokon kívül nem vagy korlátozott terhelhetőség mellett alkalmazható.

A ragasztás öregedésre hajlamos, így a ragasztott kötés fizikai tulajdonságait csak a gyártók által előírt ragasztási technológia pontos betartása biztosítja.

Az egykomponensű ragasztók általában hőhatással alakítják ki a kötést, míg a kétkomponensű ragasztók a térhálósodási reakció megindítását adalékkal, keményítőanyaggal biztosítják.

A leggyakrabban használt ragasztóanyagok:

- poliuretán alapú műanyagragasztók,
- epoxigyanták,
- fenolgyanták.

A ragasztott kötés szilárdságát leginkább befolyásoló adhézió erőssége a ragasztóanyag nedvesítő hatásával jellemezhető. A ragasztási technológia első lépése mindig a felületek megfelelő előkészítése. Mechanikai úton eltávolítják a durva szennyeződések, majd a ragasztandó felületeken található szennyeződések, valamint oldószerrel tisztítják meg.

A ragasztással vékony egyenletes réteg felhordására kell törekedni, a ragasztóréteg vastagságának növekedése a húzó-nyírószilárdság csökkenéséhez vezet.

A ragasztás elsősorban húzó és nyíró igénybevételnek tehető ki, ezért terhelőerő irányú átlapolt vagy hevederes kötést célszerű kialakítani. Hajlító igénybevétel hatására a ragasztórétegben, a felületre merőlegesen, járulékos húzófeszültségek ébrednek. Ha ezek elég nagyok, megindul a lemezszélek szétválása. A lefejtődést egyéb típusú kötésekkel (csavarkötéssel, szegecseléssel, ponthegeztéssel, a lemezszél aláhajtásával vagy kettős lemezvég kialakítással lehet elkerülni) [18].

A ragasztott kötések méretezésénél általában egyszerűsített, empirikus számításokat alkalmaznak, mivel az adhézió kiszámítására jelenleg még nincs általánosan elfogadott elmélet sem.

8. Rugók

A rugalmas kötőelemek olyan gépelemek, amelyek formájuknak és anyagjellemzőiknek köszönhetően, a külső erők hatására nagyméretű alakváltozásokat szenvednek, ezek megszűnte után visszatérnek eredeti állapotukba. Alakváltozásuk során elnyelik a külső erők által kifejtett mechanikai munkát, és ezt képesek részlegesen vagy teljesen visszaadni a rendszernek az eredeti állapotuk visszanyerésével.

A rugalmas kötőelemek gépszerkezetek részei vagy elemei között, mechanizmusok elemei között vagy gyártókészülékek szerkezeti elemei között biztosítanak rugalmas jellegű kapcsolást.

A rugók igen széles körben, gyakran alkalmazott gépelemek. Felhasználhatók a kinetikai energia elnyelésére, terheléslökések felvételére vagy csökkentésére (ütközőrugók, lökhárítórugók, tengelykapcsolók esetében), energiatárolásra (órarugók, szeleprugók, zárrugók szerepe), lengőrendszerek létrehozására, dinamikai jellemzők megváltoztatására, valamint mechanikus mérőműszerekben, a hézag kiküszöbölése céljából.

A rugók csak különleges szerkezetű anyagokból készülhetnek, mivel leginkább fáradásnak vannak kitéve. Ezért a rugóanyagok fő tulajdonságai a magas szakító-

szilárdság, magas rugalmassági határ és magas anyagkifáradási határ. Sajátos alkalmazási területeken szükség lehet magas vagy alacsony hőmérsékleti körülmények között is megtartott magas szakítószilárdságra, korrózióval szembeni jó ellenállásra, paramágneses viselkedésre, valamint a rugalmassági modulus minél kisebb változására a hőmérséklet ingadozásával.

A minőségi szénacélok tulajdonságait Cr, Mn, Si, V és W ötvöztetésével lehet javítani. Így például a szilícium a rugóanyag szívósságát növeli, a szakítószilárdság a mangán és a króm hozzáadásával növelhető, a kifáradási határ kitolásához pedig a vanádium járul hozzá.

A vasmentes rugóanyagok, mint a bronzok vagy sárgarézötvözetek, nikkel alapú ötvözetek (MONEL, MONEL K, INCONEL stb.), elsősorban a magas elektromágneses térben használt rugók anyagai.

A rugók gyártására nemfémes anyagok is alkalmazhatók, ilyenek például a gumik, polimerek, fa stb.

A rugók jellemzői, tulajdonságai különböző technológiai eljárásokkal és hőkezelésekkel javíthatók.

A rugó készülhet drótból, rúdból vagy szalagból. Általában $d < 10$ mm rugószál esetén, hidegen hajlítják a már előre edzett rugószálat, ezután pedig csak egy viszszaeresztést alkalmaznak a készterméken. Ennél nagyobb átmérők esetén általában melegen alakítják ki a rugót. Erősen terhelt rugók szilárdságtani jellemzői további edzési ciklusok alkalmazásával javíthatók. A kifáradási határ kitolását a felületek minőségének javításával érhetjük el: bevonatozással, köszörüléssel vagy a hőkezelés után keletkező oxidrétegek eltávolításával.

A szerelvényekben használt, leggyakrabban előforduló anyagminőségeket a 6. táblázatban foglaltuk össze.

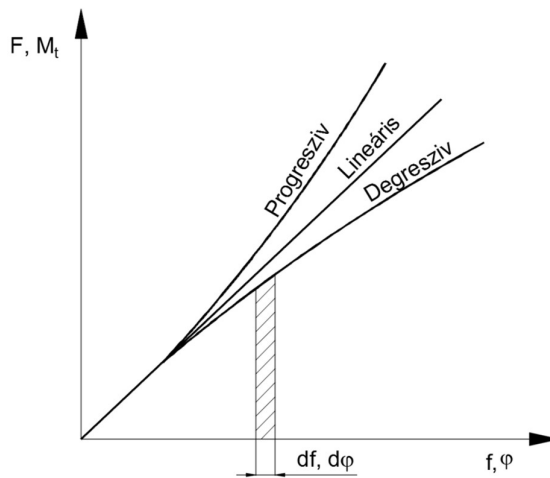
6. táblázat. Rugóacél-minőségek

STAS 795-80	$\tau_{tmeq} [N/mm^2]$	
	d < 8mm	d = 8 ÷ 40mm
OLC55A	550	500
OLC65A	500	460
OLC75A	550	500
OLC85A	560	520
51Si17A	600	480
51VCr11A	650	600

60Si15A	680	650
56Si17A	630	500

Rendkívüli nyúlóképessége és erős belső csillapítása miatt a gumi is – rugóanyagként – egyre szélesebb körben terjed. A levegő rugalmas közeg, ezért lérugók is készíthetők. Ezek működése a levegő nyomásváltozás hatására bekövetkező térfogatváltozásán alapul. Gépjárműveknél gyakran használják ezeket (lengéscsillapítók). Lényegében a gépjárművek gumiabroncsai is lérugónak tekinthetők.

A fémrugók a gyakorlatban többnyire hajlításra vagy csavarásra vannak igénybe véve. Ennek oka az, hogy ilyen módon kis igénybevétel hatására is nagy alakváltozás érhető el. A rugó viselkedésére jellemző a rugó jelleggörbéje (76. ábra), amelyet rugókarakterisztikának neveznek. Ez mutatja, hogy milyen kapcsolat van a rugóerő, csavarónyomaték és az alakváltozás között.



76. ábra. Rugó-jelleggörbék

Súrlódás nélkül működő rugóknál a karakterisztika a legtöbb esetben lineáris, így az F erő az f rugóúttal arányosan növekszik, illetve csavarásnak kitett rugók esetében az M_t csavarónyomaték a φ rugózási szöggel arányos, kizárólag a rugó anyagának rugalmassági határán belül. A jelleggörbét a rugó alakján kívül a rugó anyaga is befolyásolja.

Nemlineáris alakváltozásnak kitett rugó jelleggörbéje a (8.1), míg a csavarásnak kitett rugóé a (8.2) összefüggésekkel határozható meg.

$$c = \frac{dF}{df} \quad (8.1)$$

$$c = \frac{dM_t}{d\varphi} \quad (8.2)$$

A rugókat jellemző fizikai mennyiségek közül az energiatárolást és -elnyelést jelentő rugózási munka lineáris alakváltozás esetén a (8.3), és csavarásnak kitett rugó esetén a (8.4) összefüggésekkel határozható meg:

$$W = \int_{f_1}^{f_2} F df \quad (8.3)$$

$$W = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M_t d\varphi \quad (8.4)$$

Lineáris karakterisztika esetében az elmozdulásnak kitett rugó karakterisztikája:

$$c = \frac{F}{f} \quad (8.5)$$

Lineáris karakterisztika esetén a csavarásnak kitett rugó karakterisztikája:

$$c = \frac{M_t}{\varphi} \quad (8.6)$$

A lineáris karakterisztikának megfelelő rugózási munkák pedig:

$$W = \frac{1}{2} F f = \frac{1}{2} c f^2 \quad (8.7)$$

$$W = \frac{1}{2} M_t \varphi = \frac{1}{2} c \varphi^2 \quad (8.8)$$

A rugók alapvető funkciójuk következtében idő függvényében változó terhelésűek, amit méretezésüknél figyelembe kell venni. Amennyiben a terhelésváltakozás várható ciklusszáma 1000 alatt van, a statikus határállapot jellemzők figyelembevételével, időben állandó terhelési modell alapján méretezhetünk. Ha a ciklusszám ennél nagyobb, akkor az üzemi terhelésekből kiindulva határozhatjuk meg a terhelési modell paramétereit, az ébredő igénybevételek jellemzőit. A méretezés ebben az esetben a kifáradási jellemzők alapján kell történnjen.

8.1. Nyomásra igénybe vett hengeres csavarrugó

Mivel a kör keresztmetszetű rugószál csavarásra nagyon jól terhelhető, és az ilyen típusú rugók előállításának költsége a legalacsonyabb, a gépiparban a legszívesebben alkalmazott rugótípus. Négyzet vagy négyszög keresztmetszetű rugószállal készített csavarrugókat nagy terhelések esetében használunk, mivel jó a térfogatkihasználásuk (ugyanakkora terhelésre kisebb térfogatú négyzetes keresztmetszetű, mint kör keresztmetszetű rugó is megfelel), de gyártásuk is jóval költségesebb, mint a kör keresztmetszetűeké.

Kis keresztmetszetű rugószálak esetén ezek általában edzett huzalból készülnek, felcsavarásuk után esetleg egy visszaeresztési hőkezelést végeznek még rajtuk. Nagy szálátmérő vagy szálméretek esetén csak a felcsavarás után edzik a rugókat.

A csavarrugók használhatók mind összenyomásra, mind húzásra, de csavarásra is.

Alkalmazásuk az iparban, a finommechanizmusokban található hajszálrugóktól a nehéziparban található igen nagy teherbírású és méretű rugókig terjed.

A kör keresztmetszetű rugószálú hengeres csavarrugó geometriai méretei a 77. ábrán láthatók. Ezek a következők:

d – a rugószál átmérője,

D_m – a rugó középátmérője,

t – a rugómenet emelkedése,

$i = D_m/d$ – a rugó alaktényezője.

Minél rugalmasabb rugóra van szükségünk, annál nagyobb alaktényezőt és nagyobb rugómenetszámot választunk.

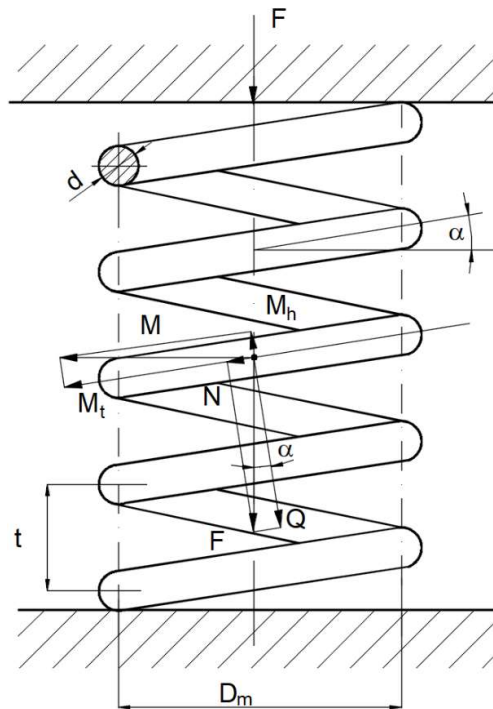
A t rugómenet-emelkedés és a D_m középátmérő segítségével a rugómenet α dőlésszöge a csavarszámításnál is alkalmazott képlettel számítható:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{t}{\pi D_m}, \quad (8.9)$$

ahol általában:

$$\alpha = 6^\circ \div 15^\circ \quad (8.10)$$

Minél rugalmasabb rugóra van szükségünk, annál nagyobb alaktényezőt és nagyobb rugómenetszámot választunk.



77. ábra. Nyomórugó

A rugó terhelése során megjelenő erőjáték nyomásra vagy húzásra igénybe vett hengeres csavarrugók esetében a 77. ábrán látható.

Az F terhelő, tengelyirányú nyomóerőt a rugószál tetszőleges keresztmetszetének középpontjába helyezzük, és értelemszerűen hozzárendeljük ennek M nyomatékát, mely merőleges lesz a rugó tengelyére, és értéke:

$$M = F \frac{D_m}{2} \quad (8.11)$$

Az **F** erőt a keresztmetszet síkjára merőleges **N** összenyomó, és a keresztmetszet síkjába illeszkedő **Q** nyíróerőre bontjuk:

$$N = F \sin \alpha \quad (8.12)$$

$$Q = F \cos \alpha \quad (8.13)$$

Hasonlóképpen az **M** nyomatékvektort is a keresztmetszet síkjába illeszkedő **M_h** hajlító, és a keresztmetszet síkjára merőleges **M_t** csavaró összetevőkre tagoljuk szét:

$$M_h = M \sin \alpha = F \frac{D_m}{2} \sin \alpha \quad (8.14)$$

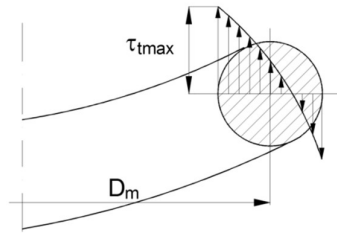
$$M_t = M \cos \alpha = F \frac{D_m}{2} \cos \alpha \quad (8.15)$$

Mivel a (8.10) összefüggés alapján kijelenthető, hogy az α értéke kicsi, és tudjuk, hogy az összenyomás során tovább csökken, az **N** erő- és **M_h** hajlítónyomaték összetevőt elhanyagoljuk. Így az összenyomásnak kitett csavarrugó esetében az alapvető igénybevétel a rugószál nyírása és csavarása marad.

Ha a rugó átmérője nagy, akkor a rugószálat egy egyenes rúd csavarási igénybevételével közelíthetjük meg. Egyenes rúd esetében a csavarófeszültség értéke a (8.16) összefüggéssel határozható meg.

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} \quad (8.16)$$

Gyakorlati tapasztalatból azonban ismert, hogy nagy igénybevételek esetén a rugók fátörésszerű törése mindig belülről indul ki. Ennek magyarázata a 78. ábrán látható [23]. A csavarófeszültség értéke a rugószál kerülete mentén nem egyforma, a rugó belseje irányában van egy maximális értéke.



78. ábra. Csavarófeszültség a rugószálban

A maximális csavarófeszültség effektív értéke így a (8.17) és (8.18) összefüggéssel számolható [23].

$$\tau_{tmax} = k\tau_t = k \frac{M_t}{W_p} = k \frac{F \frac{D_m}{2}}{\frac{\pi d^3}{16}} \quad (8.17)$$

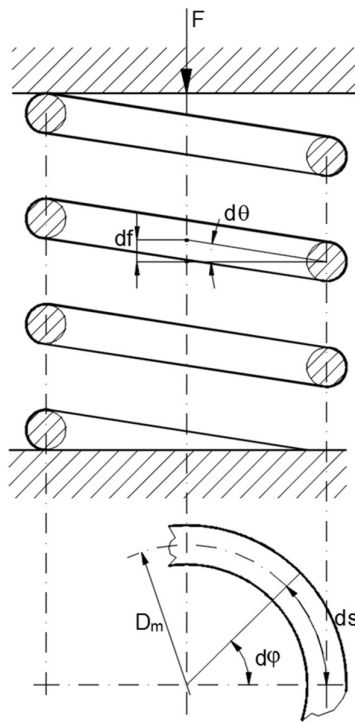
$$\tau_{tmax} = \frac{8kD_m F}{\pi d^3} \leq \tau_{tmeg} \approx 500 \text{ N/mm}^2 \quad (8.18)$$

A maximális effektív csavarófeszültség k tényezőjét a szakirodalomban több megközelítésben találhatjuk meg, például: Göhner, Wahl [35], Bergstrasser, Gross [13] stb. empirikus meghatározásai alapján. Ezek közül az egyik leginkább alkalmazott a (8.19) összefüggés, a Göhner-féle képlet, de jól használhatók a Wahl-féle grafikonok is [1, 2].

$$k = 1 + \frac{5}{4} \frac{d}{D_m} + \frac{7}{8} \left(\frac{d}{D_m} \right)^2 + \left(\frac{d}{D_m} \right)^3 \quad (8.19)$$

A rugók energiaelnyelő és energiatároló képességét az alakváltozási munka segítségével fejezzük ki.

A 79. ábrán megfigyelhetjük, hogy az $\mathbf{F}$ erő hatására $d\mathbf{f}$ elemi lineáris alakváltozás jön létre, amely a rugószál dőlésszögét $d\theta$ -val csökkenti. Jelöljük a ds elemi hosszúságú rugószál megfelelő központi szögét $d\varphi$ -vel.



79. ábra. Nyomórugó alakváltozása

Az elemi rész elmozdulása (rugóútja):

$$df = \frac{D_m}{2} d\theta = \frac{D_m}{2} \frac{M_t ds}{G I_p} = \frac{D_m}{2} \frac{M_t \frac{D_m}{2} d\phi}{G I_p} = \frac{M_t D_m^2}{4 G I_p} d\phi \quad (8.20)$$

Ha a (8.20) kifejezést integráljuk a 0 és $2\pi n$ határok között, akkor megkapjuk a (8.21), majd (8.22) kifejezésekkel a teljes rugóutat:

$$f = \frac{M_t D_m^2}{4 G I_p} 2\pi n \quad (8.21)$$

A (8.21) képletben G -vel a csúsztató rugalmassági modulust, I_p -vel a poláris másodrendű nyomatékot, n -nel pedig a rugó menetszámát jelöltük. A poláris másodrendű nyomaték képletének alkalmazásával a fenti képlet a következő alakot ölti:

$$f = \frac{F \frac{D_m}{2} D_m^2}{4G \frac{\pi d^4}{32}} 2\pi n = \frac{8D_m^3}{Gd^4} nF \quad (8.22)$$

Előfeszített rugók esetében a rugóút a (8.23) képlettel számolható.

$$f = \frac{8D_m^3}{Gd^4} n(F - F_0), \quad (8.23)$$

ahol F_0 az előfeszítő erő, G a csúsztató rugalmassági modulus.

A (8.7) összefüggés alapján felírható az alakváltozási munka:

$$\begin{aligned} W &= \frac{1}{2} Ff = \frac{1}{2} F \frac{8D_m^3}{Gd^4} nF = \frac{1}{2} \frac{F^2 \left(\frac{D_m}{2}\right)^2 48}{Gd^4 \pi} \pi D_m n = \\ &= \frac{1}{2} \frac{M_t^2}{G \frac{\pi d^4}{32} \frac{\pi d^2}{4}} \pi D_m n \frac{\pi d^2}{4} = \frac{1}{2} \frac{M_t^2}{G \left(\frac{\pi d^3}{16}\right)^2} V = \frac{1}{2} \frac{\tau_t^2}{2G} V \end{aligned} \quad (8.24)$$

A (8.24) összefüggésben szereplő $\eta = \frac{1}{2}$ térfogat-kihasználási tényező néven ismert a szakirodalomban. Ez a mutató az egységnyi térfogatban tárolt energiát hasonlítja össze azzal az energiával, amelyet akkor kapnánk, ha a rugóban mindenhol ugyanaz a feszültségállapot lenne (nyomott vagy húzott rúd esetén $\eta = 1$).

A rugók alakváltozási munkája általában a (8.25) képlettel írható fel, amely összefüggést teremt a rugómunka, a térfogat-kihasználási tényező és a rugószál térfogata között.

$$W = \eta \frac{\tau_t^2}{2G} V \quad (8.25)$$

8.2. A csavarórugó (hengeres forgatórugó)

Konstruktív szempontból a hengeres forgatórugó a hengeres nyomó- és húzórugókéhoz hasonló (80. ábra). Az alapvető különbség a két típusú rugó között abban

áll, hogy a csavarórugó menetei közötti távolság kisebb a súrlódási veszteségek elkerülése végett: ezt rendszerint $0,5 \div 0,6$ mm-re méretezik. Ugyanakkor, a működési feltételek teljesítése érdekében, a csavarórugók végei képesek kell, hogy legyenek a csavarónyomaték átvételére: emiatt egyenes szakaszokban (80. ábra), akasztófűlekben vagy hurkokban végződnek. Általában tengelyekre, elsősorban tengelyvégekre szerelik ezeket.

Terhelés alatt, a rugó minden keresztmetszetében a terhelési csavarónyomatékkal megegyező **M** nyomaték jelenik meg:

$$M = Fa \quad (8.26)$$

Ennek a vektornak tartóegyenese a rugó forgástengelyére illeszkedik.

Az **M** nyomaték a rugószálat csavarásra igénybe vevő **M_t** csavarónyomatékra (8.27) és az **M_h** hajlítónyomatékra bontható fel (8.28).

A rugószálat terhelő **M_t** csavarónyomaték a rugószál hajlásszögének függvényében a (8.27) képlettel számítható:

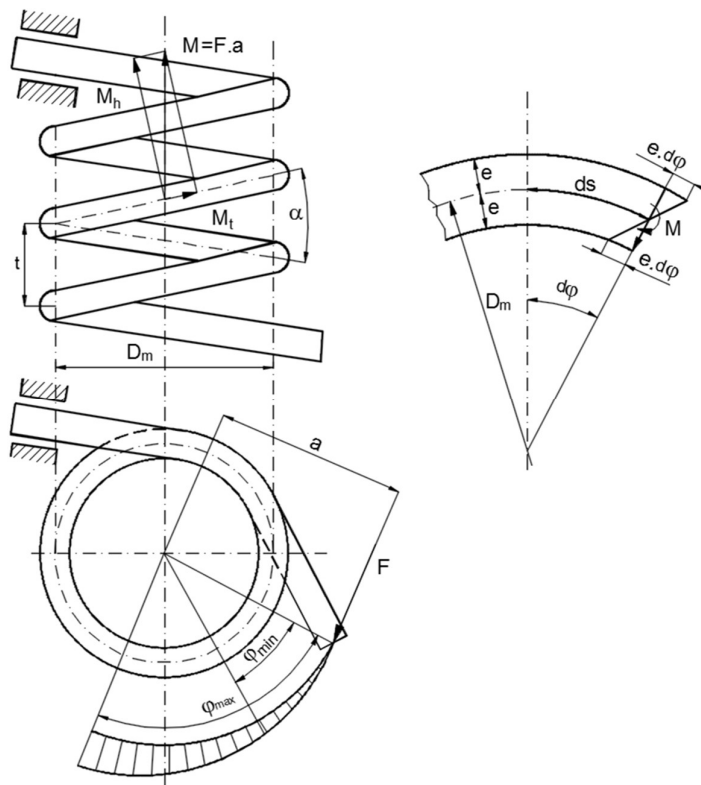
$$M_t = M \sin \alpha \quad (8.27)$$

Az **M_h** hajlítónyomatékot pedig a (8.28) képlettel számítjuk:

$$M_h = M \cos \alpha \quad (8.28)$$

A rugószál α hajlásszöge és annak gyakorlati értékei a (8.29) összefüggéssel számolhatók:

$$\alpha = \arctg \frac{t}{\pi D_m} \leq 12^\circ \div 15^\circ \quad (8.29)$$



80. ábra. Csavarórugó

Mivel az α szög értéke kicsi, itt is elhanyagolható a rugószál csavaró igénybevétele, így a fő igénybevétel a szál hajlítása lesz. Ennek alapján a hengeres csavarórugók ellenőrzését a szálban megjelenő hajlítófeszültségre végezzük:

$$\sigma_{hmax} = k\sigma_h = k \frac{M_h}{W} = \frac{32kFa}{\pi d^3} \leq \sigma_{hmeg} , \quad (8.30)$$

Ahol kör keresztmetszet esetén:

$$k = \frac{4i - 1}{4i - 4} \quad (8.31)$$

Négyszög keresztmetszet esetén pedig:

$$k = \frac{3i - 1}{3i - 3} \quad (8.32)$$

Bevezetjük a csavarási tényezőt: ez kör keresztmetszet esetére $i = \frac{D_m}{d}$, téglalap esetére pedig $i = \frac{D_m}{b}$, ahol b a rugó tengelyére merőleges oldal hossza.

A rugószál átmérőjének méretezésére a (8.33) összefüggést használjuk:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32kFa}{\pi\sigma_{hmeg}}} \quad (8.33)$$

A megengedett hajlítófeszültség a megengedett nyírófeszültség függvényében a (8.34) összefüggéssel számítható.

$$\sigma_{hmeg} \approx 1,25\sigma_{nymeg} \quad (8.34)$$

A 80. ábra jobb oldalán egy, a rugószál középszálán felvett, ds ívhosszal jellemezhető elemi részét tekintjük. Az elemi szál a $d\varphi$ központi szöget határozza meg.

A rugószál metszetében a szál semleges rétegétől mért távolságot e -vel jelölve, felírható a (8.35) összefüggés:

$$\frac{e \, d\varphi}{ds} = \varepsilon = \frac{\sigma_h}{E}, \quad (8.35)$$

ahol ε a relatív hosszváltozás.

Innen a (8.36), majd a (8.37) összefüggésekkel számítható az elemi szál alakváltozási szöge:

$$d\varphi = \frac{\sigma_h \, ds}{eE} \quad (8.36)$$

vagyis

$$d\varphi = \frac{M_h ds}{eWE} \quad (8.37)$$

Az e semleges rétegtől mért legnagyobb távolság, másodrendű nyomaték kapcsolata a következő:

$$eW = I \quad (8.38)$$

Ha a (8.37) összefüggést integráljuk a rugószál teljes l hosszán, akkor a rugó teljes elcsavarodási szögét megadó (8.39) kifejezést kapjuk:

$$\varphi = \frac{M_h}{IE} \int_0^l ds \rightarrow \varphi = \frac{M_h}{IE} l \rightarrow \varphi = \frac{M_h \pi D_m n}{IE} \quad (8.39)$$

A (8.39)-ből a rugó meneteinek számát számíthatjuk a φ csavarodási szög függvényében:

$$n = \frac{IE}{M_h \pi D_m} \varphi \quad (8.40)$$

Előfeszített rugó esetében a menetek száma:

$$n = \frac{(\varphi_{max} - \varphi_{min})IE}{(M_{hmax} - M_{hmin})\pi D_m} \quad (8.41)$$

A rugó alakváltozási munkája a (8.8) alapján:

$$W = \frac{1}{2} M_h \varphi = \frac{1}{2} M_h \frac{M_h l}{IE} = \frac{1}{2} \frac{M_h^2 l}{IE} = \frac{1}{2} \frac{M_h^2}{E} \frac{l \frac{\pi \cdot d^2}{4}}{\frac{\pi d^4}{64} \frac{\pi \cdot d^2}{y}} = \frac{1}{2} \frac{M_h^2}{E} \frac{V}{\left(\frac{\pi d^3}{32}\right)^4} \quad (8.42)$$

És végül a rugóenergia:

$$W = \frac{1}{4} \frac{\sigma_h^2}{2E} V, \quad (8.43)$$

ahol $\eta = \frac{1}{4}$ – térfogat-kihasználási tényező.

Négyszögkeresztmetszet esetében, ha a négyszög rövidebbik oldalát b -vel és a hosszabbik oldalát h -val jelöljük, akkor az elcsavarodási szög a (8.44) képlettel számítható:

$$\varphi = \frac{M_h l}{IE} = \frac{M_h l}{\frac{bh^3}{12}} = \frac{2\sigma_h l}{Eh} \quad (8.44)$$

Az alakváltozási munka négyszögkeresztmetszet esetén:

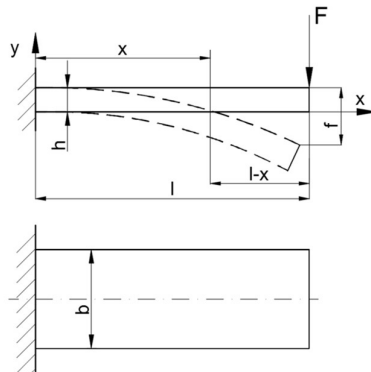
$$W = \frac{1}{2} M_h \varphi = \frac{1}{3} \frac{\sigma_h^2}{2E} V, \quad (8.45)$$

ahol a térfogat kihasználási tényező: $\eta = \frac{1}{3}$.

8.3. Hajlításra terhelt lemezugók

A hajlításra igénybe vett lemezugók lehetnek egyik végükön befogott, két végükön csuklós, vagy mindkét végükön befogott rugók.

- a) Az egyik végén befogott, négyszög keresztmetszetű lemezugó vázlatát a 81. ábrán szemléltetjük.



81. ábra. Állandó négyszög keresztmetszetű laprugó

A befogási keresztmetszetben a hajlítófeszültség a Navier-féle képlet alapján számítható [23], ahol M_h a rugót terhelő hajlítónyomaték, σ_h pedig a terhelésből ébredő hajlítófeszültség:

$$M_h = Fl = \sigma_h W = \sigma_h \frac{bh^2}{6} \rightarrow \sigma_h = \frac{6Fl}{bh^2} \leq \sigma_{h\text{meg}} \quad (8.46)$$

A lemezrugó maximális lehajlása a (8.47) összefüggés segítségével számítható [23]:

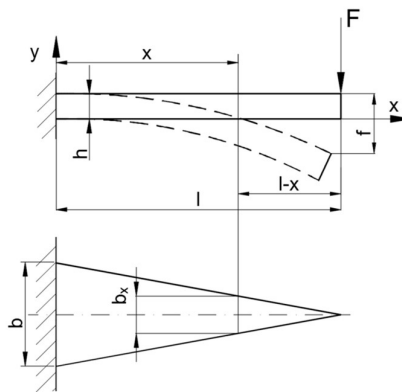
$$f = \frac{2}{3} \frac{\sigma_h}{E} \frac{l^2}{h} = \frac{Fl^3}{3EI} = \frac{Fl^3}{3E \frac{bh^3}{12}} = \frac{4Fl^3}{Ebh^3} \quad (8.47)$$

A lemezrugó alakváltozási munkája négyszögkeresztmetszet esetén a (8.48) képlettel számítható:

$$\begin{aligned} W &= \frac{1}{2} Ff = \frac{1}{2} F \frac{Fl^3}{3EI} = \frac{1}{2} \frac{(Fl)^2}{3EI} l = \frac{1}{2} \frac{M_h^2}{3E \frac{bh^3}{12} bh} l bh = \frac{1}{2} \frac{M_h^2}{3E \left(\frac{bh^2}{6}\right)^2} V \\ &= \frac{1}{9} \frac{\sigma_h^2}{2E} V, \end{aligned} \quad (8.48)$$

ahol $\eta = \frac{1}{9}$ – a rugólap térfogat-kihasználási tényezője.

b) Az egyik végén befogott, háromszög alakú lemezrugó vázlata a 82. ábrán látható.



82. ábra. Háromszög alakú lemezrugó

A befogási keresztmetszetben a hajlítófeszültség a Navier-féle képlet alapján [23] a következő:

$$Fl = \sigma_h W \rightarrow \sigma_h = \frac{Fl}{bh^2}, \quad \text{illetve } F_{max} = \sigma_{hmax} \frac{bh^2}{6l} \quad (8.49)$$

A maximális lehajlás értéke a [23] alapján:

$$f = \frac{\sigma_h l^2}{E h} \quad (8.50)$$

A lemezrugó alakváltozási munkája, háromszög-keresztmetszet esetén, a (8.51) képlettel írható fel:

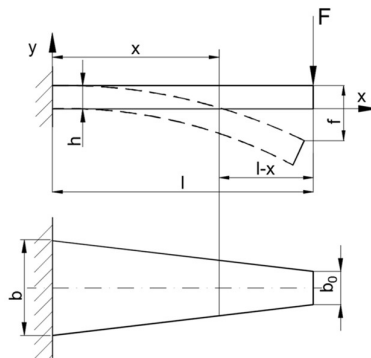
$$W = \frac{1}{2} F f = \frac{1}{2} F \frac{Fl^3}{2EI} = \frac{1}{2} \frac{(Fl)^2}{2E \frac{bh^3}{12}} l = \frac{1}{2} \frac{M_h^2}{2E \frac{bh^3}{26} \frac{bh}{2}} l \frac{bh}{2} \quad (8.51)$$

A számítások elvégzése után a rugó alakváltozási munkájának képlete a következő alakot ölti:

$$W = \frac{1}{2} \frac{M_h^2}{2E \left(\frac{bh^2}{6}\right)^2 \frac{1}{3}} V = \frac{1}{3} \frac{\sigma_h^2}{2E} V, \quad (8.52)$$

ahol a térfogat-kihasználási tényező értéke $\eta = \frac{1}{3}$.

c) Az egyik végén befogott, trapéz alakú lemezrugó vázlata a 83. ábrán látható.



83. ábra. Trapéz alakú lemezrugó

A lehajlás maximális értéke a (8.53) képlettel számítható:

$$f \approx \frac{12}{2 + \frac{b_0}{b}} \frac{Fl^3}{Ebh^3} \quad (8.53)$$

A hajlítófeszültség értéke a befogásnál:

$$\sigma_h = F \frac{6l}{bh^3} \quad (8.54)$$

A rugózási munka pedig a (8.55) összefüggéssel számítható:

$$W = \frac{1}{2} Ff = \frac{1}{9} \frac{2}{1 + \frac{b_0}{b}} \frac{\sigma_{hmax}}{2E} V \quad (8.55)$$

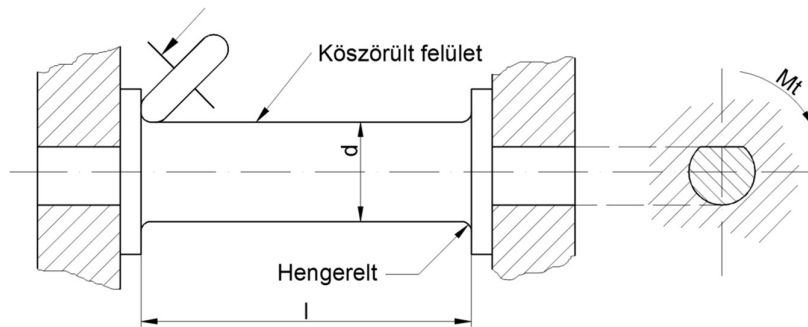
A rugó végének lehajlása 50%-kal múlja felül az állandó keresztmetszetű rugóké. A koncentrált erővel terhelt befogott tartót a hajlítónyomatékon kívül nyíróerő is terheli. Annak érdekében, hogy ezt a rugó fel tudja venni, szabad végének keresztmetszetét nem szabad 0-ra csökkenteni [18]. Ez a magyarázata annak, hogy a gyakorlatban a trapéz alakú rugókat használják a leggyakrabban.

Trapéz alakú lemezrugókból állítják össze a réteges lemezrugókat, amelyek a járművek rugózási rendszerében találhatók meg.

8.4. Körkeresztmetszetű egyenes torziós rugó

Ezeknek a rugótípusoknak a legegyszerűbb változata az egyik végén vagy mindkét végén befogott, állandó keresztmetszetű rúd, melyet csavarónyomaték terhel (84. ábra). Gépjárművekben és mérőműszerekben találhatók meg leggyakrabban. A torziós rugót úgy kell kialakítani, hogy a csavarást kísérő egyéb igénybevétel ehhez képest elhanyagolható legyen. Ez esetben a gépelem tiszta csavaró igénybevételnek kitett rúdként tárgyalható.

Keresztmetszetét tekintve, a tárolható deformációs munka szempontjából, a kör vagy körgyűrű keresztmetszet a leghasználtabb. A torziós rúdrugó minden keresztmetszetét azonos értékű csavarónyomaték terheli.



84. ábra. Mindkét végén befogott torziós rugó

Figyelembe véve a csavarófeszültség képletét az M_t csavarónyomaték és a d rúdátmérő függvényében, felírható a torziós rugó méretezési összefüggése:

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} = \frac{16M_t}{\pi d^3} \rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi \tau_{tmeq}}} \quad (8.56)$$

A rugó alakváltozási munkája a következő lesz:

$$W = \frac{1}{2} M_t \theta = \frac{1}{2} M_t \frac{M_t l}{G I_p} = \frac{1}{2} \frac{M_t^2}{G \frac{\pi d^4}{32}} l = \frac{1}{2} \frac{M_t^2}{G \frac{\pi d^4}{32} \frac{\pi d^2}{4}} l \quad (8.57)$$

A számítások elvégzése után pedig:

$$W = \frac{1}{2} \frac{M_t^2}{G \left(\frac{\pi d^3}{16} \right)^2} V = \frac{1}{2} \frac{\tau_t^2}{2G} V \quad (8.58)$$

A torziós rugó térfogat-kihasználási tényezője $\eta = \frac{1}{2}$.

8.5. Gumirugók

A gumi számos előnyös tulajdonsággal rendelkezik, ennek köszönhetően vált elterjedt rugóanyaggá, főleg a gépjárműiparban.

Alkalmazásának előnyei a következők:

- nagy alakváltozás,
- könnyű alakíthatóság,
- a gumi tömegegységére vonatkozó nagy energiatároló képessége.

Alkalmazásának hátrányai:

- a levegő oxigénjének hatására a gumi molekulaszervezete változik, „öregszik”,
- alacsony hőmérsékleten változnak jellemzői, megfagy, törékeny lesz,
- az acélrugók energiaelnyelési képességéhez képest megközelítőleg 40%-kal több energiát képesek csillapítani,
- ásványolaj-származékok oldják.

A gyakorlatban használt gumirugók általában fémelemek közé vulkanizált gumitömlők, melyek nyírásra, nyomásra vagy csavarásra vannak igénybe véve.

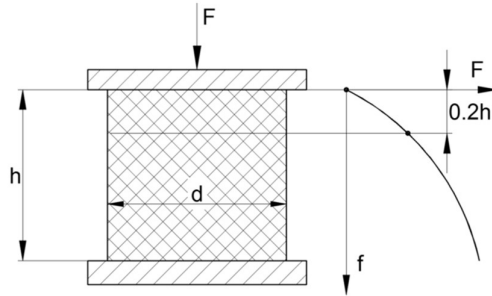
A gumirugó jelleggörbéje, ennek alakjától függően, lehet progresszív, degresszív és kis rugóút esetén akár lineáris is. A következőkben a gyakorlatban előforduló alaptípusok méretezési számítását mutatjuk be.

Rugalmassági modulusuk, ami számos paraméter (terhelés típusa, alakjuk, terhelés sebességének változása) függvénye, több nagyságrenddel kisebb, mint a fémeké. Emiatt gumiból csak kisméretű, lágy rugók alakíthatók ki. Alapanyaguk általában polimer, amelynek tulajdonságai a gyártás során különböző adalékok mennyiségének és típusának hozzáadásával a kívánt mértékre módosíthatók.

A gumirugókat általában lengések csillapítására használják. Ilyenek például belsőégésű motorok, szivattyúk és egyéb lengéseket generáló berendezések lengéseinek csillapítására készült lengéscsillapítók részeként, de egyedi kialakításokban is az ipar szinte bármely területén megtalálhatók.

Gumirugókat nagy számban használnak gépjárművekben, a hajtóművek, a felüggesztés, a kormánymű és sok más rendszerének a zavaró vagy káros lengések kiszűrésére vagy csillapítására.

a) Nyomott hengeres gumirugó (85. ábra)



85. ábra. Nyomott hengeres gumirugó

Mivel a rugó karakterisztikus görbéje nem lineáris, csupán a magasságának egy töredékét használjuk alakváltoztatásra, általában a (8.59) képlet alapján meghatározott alakváltozási tartományban tekintjük a rugó karakterisztikáját számíthatónak (megközelítőleg lineárisnak).

$$f \leq 0,2h \quad (8.59)$$

Kis alakváltozások esetén az alakváltozás számítására használható Hook törvénye:

$$f = \frac{Fh}{EA}, \quad (8.60)$$

ahol:

F – az összenyomó erő,

h – a rugó magassága,

E – hosszanti rugalmassági modulusz,

A – a rugó keresztmetszete.

A rugóban ébredő nyomófeszültség értéke pedig a (8.61) összefüggéssel számítható:

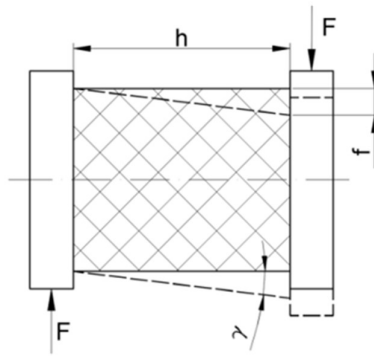
$$\sigma_c = \varepsilon E = \frac{f}{h} E \leq \sigma_{cmeg} = (1 \div 1,5) \left[\frac{N}{mm^2} \right] \quad (8.61)$$

Abban az esetben, ha a rugó magasságának és átmérőjének aránya nagyobb, mint 10 ($d/h > 10$), a rugalmasságtani elmélet alapján módosítani kell az alakváltozás képletét a (8.62) összefüggés szerint [23]:

$$f = \frac{8 \sigma_c h^3}{3 G D^2}, \quad (8.62)$$

ahol $G = \frac{1}{3} E$.

b) Nyírásra igénybe vett gumirugó (86. ábra)



86. ábra. Nyírásra igénybe vett hüvelyes gumirugó

Kis alakváltozások esetén a γ szög kicsi, tehát felírható a nyírófeszültség ismert képlete [23]:

$$\tau_{ny} = \frac{F}{A} = \gamma G = \frac{f}{h} G \leq \tau_{ny\text{meg}} = (0,3 \div 0,5) \frac{N}{\text{mm}^2} \quad (8.63)$$

Mivel:

$$f = h \tan \gamma \quad (8.64)$$

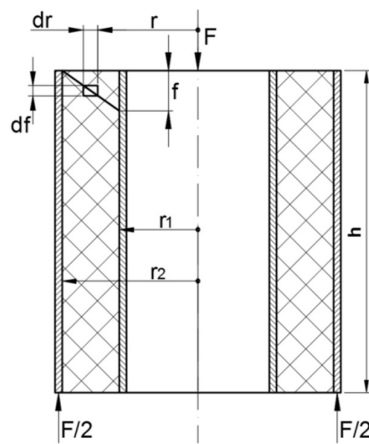
Behelyettesítve a (8.64) összefüggést a (8.63)-be, az alakváltozás képlete a következő alakot ölti:

$$f = h \operatorname{tg} \gamma \frac{F}{GA} \quad (8.65)$$

c) Nyírásra igénybe vett hüvelyes gumirugó (87. ábra)

Mivel a gumihüvely vastagsága kisebb, mint a magassága, a külső terhelésből adódó nyírófeszültség eloszlása a hengeren egyenletesnek vehető [23]. Így a nyírófeszültség értéke:

$$\tau_{ny} = \frac{F}{A} = \frac{F}{2\pi r h} \quad (8.66)$$



87. ábra. Nyírásra igénybe vett hüvelyes gumirugó

A nyírófeszültség maximális értékét a gumihenger belső falán, az r_1 sugárnál éri el:

$$\tau_{ny\max} = \frac{F}{2\pi r_1 h} \leq \tau_{nymeg} = (0,3 \div 0,5) \frac{N}{mm^2} \quad (8.67)$$

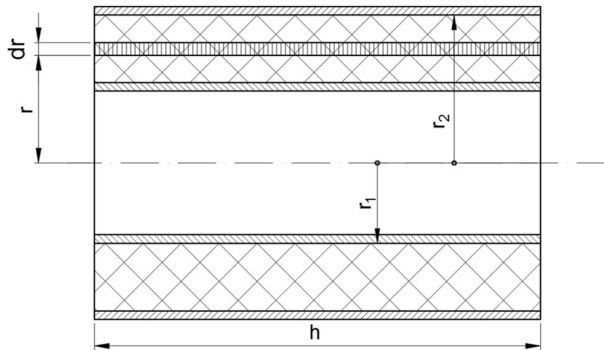
Az alakváltozás kiszámításához felírható az elemi df és dr méretekkel definiált, nyírásnak kitett gumirész elemi alakváltozása:

$$df = \gamma dr = \frac{\tau_{ny}}{G} dr = \frac{F}{2\pi r h G} dr \quad (8.68)$$

Az r_1 belső és r_2 külső sugarú hengergyűrű falán kialakuló össz-alakváltozás az elemi rész alakváltozásának integrálásával számítható, az r_1 és r_2 integrálási határok között, és végül innen a (8.69) összefüggéssel:

$$f = \frac{F}{2\pi h G} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r} = \frac{F}{2\pi h G} \ln \frac{r_2}{r_1} \quad (8.69)$$

d) Csavarásra igénybe vett hüvelyes gumirugó (88. ábra)



88. ábra. Csavarásra igénybe vett hüvelyes gumirugó

A külső M_t csavarónyomatékot a gumihenger palástján megjelenő csavarófé-szültségek összege tartja egyensúlyban. Így felírható:

$$M_t = 2\pi h r \tau_t r = 2\pi h r^2 \tau_t \quad (8.70)$$

Ha az elcsavarás szöge φ és a külső terhelés M_t nyomatékának munkája egyenlő a belső erők munkájával, az elemi dr falvastagságú gumihengerre felírható a következő összefüggés:

$$\frac{1}{2}M_t\varphi = \int \frac{\tau_t^2}{2G} dV \quad (8.71)$$

Ha az elemi dV térfogatot kifejezzük a 88. ábrán feltüntetett méretekkel, a (8.72) összefüggést kapjuk:

$$\frac{1}{2}M_t\varphi = \int_{r_1}^{r_2} \frac{\tau_t^2}{2G} 2\pi r h dr \quad (8.72)$$

Behelyettesítve továbbá a (8.70) összefüggésből a τ_t feszültség értékét, a (8.73) összefüggést kapjuk:

$$\frac{1}{2}M_t\varphi = \frac{1}{2G} \int_{r_1}^{r_2} \left(\frac{M_t}{2\pi r^2 h} \right)^2 2\pi r h dr \quad (8.73)$$

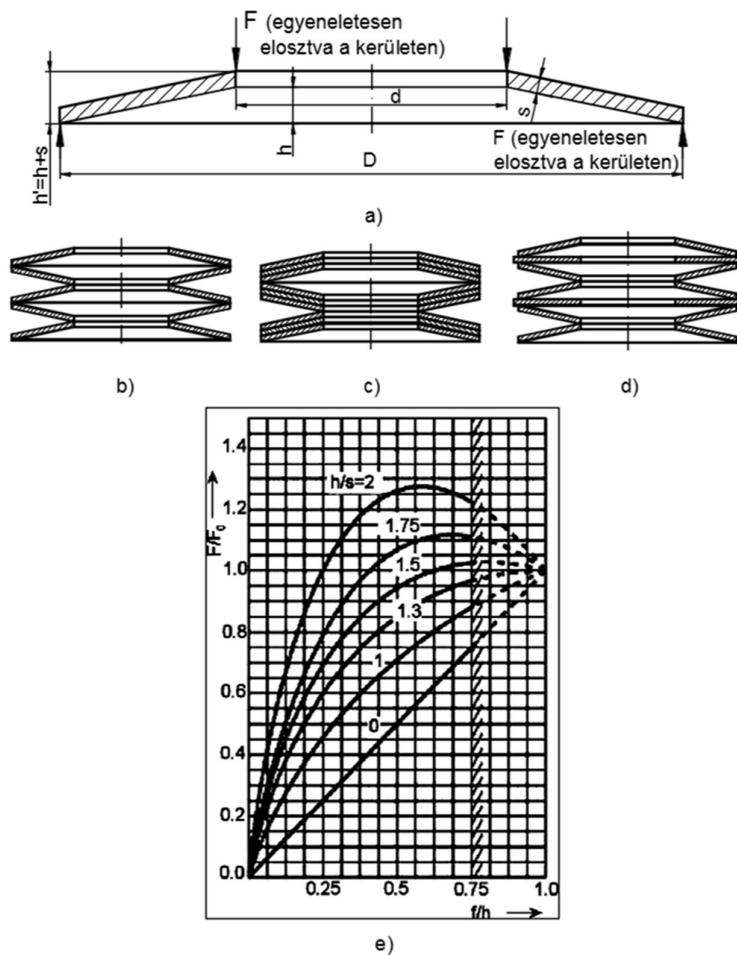
Végül elvégezve az integrálást a r_1 és r_2 határok között, megkapjuk a φ elcsavarodási szög értékét:

$$\varphi = \frac{M_t}{2\pi h G} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r^3} = \frac{M_t}{2\pi h G} \left[\frac{r^{-2}}{-2} \right]_{r_1}^{r_2} = \frac{M_t}{4\pi h G} \left(\frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r_2^2} \right) \quad (8.74)$$

A gyakorlatban $\varphi \leq 40^\circ$.

8.6. Tárcsarugók

A tárcsarugók egy, vagy több rugalmas csonka kúpgyűrűalakú tárcsából épített rugók. A rugótárcsa vastagsága s , magassága h , belső átmérője d és külső átmérője D (89a. ábra).



89. ábra. Tárcsarugó

A tárcsarugót egy F axiális erő terheli, amely a korongok belső és külső peremén egyenletesen oszlik el. A peremeken egyenletesen megoszló erőhatás következtében a csonka kúpgyűrű alapátmérője megnövekedik, fejtátmérője ennek megfelelően csökken, és magassága is csökken, amit az elemi h lehajlással definiálunk.

A tárcsák különböző szerelési módjai (89b.–89d. ábrák), illetve a váltakozó s tárcsavastagságok, igen változatos rugókarakterisztikák kialakítását teszik lehetővé.

A 89b. ábrán látható szerelést a rugalmasság növelésére, a 89c. ábrán láthatót a terhelhetőség növelésére, míg a 89d. ábrán látható összeállítást a rezgések csillapítására alkalmazzák [23].

A tányérrugók karakterisztikája a szerkezeti magasság (h) és a rugóvastagság (s) arányának függvényében változtatható, ahol az F_0 erő az $f = h$ deformációhoz tartozó erő, azaz akkora nagyságú elméleti erő, amely, a Navier-féle abszolút rugalmassági feltételek betartása mellett, a kúpgyűrű hengergyűrűvé való transzformációját – a tárcsa teljes kilapulását – eredményezné. Egyetlen tárcsából képzett rugó karakterisztikája a 89e. ábrán látható. Megfigyelhető, hogy adott h/s arány esetén a rugókarakterisztika kis terhelések esetén progresszív, adott szakaszon kvázilineáris és nagy terhelések esetén degresszív jellegű.

A tárcsarugók beépítésénél vigyázni kell, hogy a legnagyobb deformáció a $0,75h$ értéknél ne legyen nagyobb [23].

Tekintettel a tányérrugók összetett igénybevételére, számítási összefüggéseik egyszerűen nem adhatók meg. Ezek általában szakirodalmi vagy gyártói táblázatokból választhatók ki, amelyek a gyakorlati alkalmazások alapján elért értékek alapján vannak összeállítva. A levezetést mellőzve, egyetlen rugóelem lineáris tengelyirányú f lehajlása és az F terhelőerő közötti összefüggés a következő [23]:

$$F = \frac{4E}{(1 - \vartheta^2)} \frac{s^2}{\alpha \left(\frac{D}{s}\right)^2} \left[\beta(h - f) \left(h - \frac{f}{2}\right) + 1 \right] \quad (8.75)$$

Továbbá a d átmérőn megjelenő legnagyobb nyomófeszültség értékét az alábbi képlettel számoljuk:

$$\sigma_{ny \max} = \frac{4E}{(1 - \vartheta^2)} \frac{1}{\alpha \left(\frac{D}{s}\right)^2} \left[\beta(h - f) \left(h - \frac{f}{2}\right) + \gamma \right], \quad (8.76)$$

ahol E a rugóacél anyagának hosszanti rugalmassági modulusa ($E = 2,1 \cdot 10^5$ N/mm²), ϑ a rugóacél Poisson-tényezője ($\vartheta = 0,3$), illetve az α , β , γ együtthatók a 7. táblázatból választhatók ki.

A tárcsarugókat ütközőrugóként használják széles körben. Kis axiális alakváltozások mellett, nagy dinamikai, ritkán előforduló, sokszerű terhelések átvételére alkalmasak. Hidegalakító szerszámoknál, préseknél, olvasztókemencéknél, egyes típusú tengelykapcsolóknál használják őket, de újabban a járműiparban is egyre elterjedtebbek.

7. táblázat. Tárcsarugó-paraméterek

d/d_0	α	β	γ
1,2	0,29	1,00	1,04
1,4	0,45	1,07	1,13
1,6	0,56	1,12	1,22
1,8	0,64	1,17	1,30
2,0	0,70	1,22	1,38
2,2	0,74	1,27	1,46
2,4	0,76	1,31	1,53
2,6	0,77	1,35	1,60
2,8	0,78	1,39	1,67
3,0	0,79	1,43	1,74
4,0	0,80	1,61	2,07
5,0	0,81	1,76	2,37

9. Tengelyek

A tengelyek azok a gépelemek, amelyeket szinte minden mozgó berendezésben megtalálunk. A tengelyek forgómozgást végző gépelemeket hordoznak és részt vehetnek a forgatónyomaték átvitelében is.

Kialakításuk sokféle lehet, de vannak olyan részeik, amelyek a legtöbb tengelyen megtalálhatók (pl. tengelyvég). Ezeket szabványosították, így pontos alakjuk és méreteik általában szabványokból választhatók ki.

A tengelyeknek általában két fő csoportját különíti el a szakirodalom:

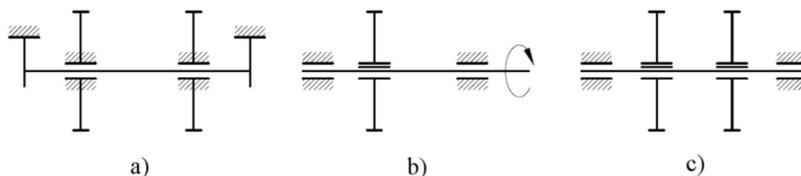
Hordozótengelyek (álló tengelyek, forgó tengelyek). Ezeket hajlított tartóként szokás méretezni.

Közlőtengelyek, amelyeket összetett igénybevételre kell méretezni: csavarásra és hajlításra.

A fenti csoportosítás mellett a tengelyeket akár több szempont szerint is csoportosíthatjuk:

Üzemmódjuk szerint:

- A tengely áll, a rászertelt gépelemek végzik a forgómozgást (90a. ábra): például a gépkocsi kerekei.
- A tengely forog, és vele együtt forog a rászertelt alkatrész is. Kapcsolatuk szoros, a tengely csavarónyomatékot is átvisz. Ez az eset a leggyakoribb a gépészeti gyakorlatban (90b. ábra): motorok főtengelye, szerszámgépek hajtóműtengelye.
- A tengely forog, de csavarónyomatékot nem visz át. Ilyenkor a tengely és a rászertelt forgó gépelem szintén szoros kapcsolatban van (90c. ábra): vasúti kocsik tengelye.



90. ábra. Tengelyek osztályozása üzemmódjuk szerint

Igénybevételük szerint:

- hajlításra igénybe vett,
- csavarásra igénybe vett,
- hajlításra és csavarásra együttesen igénybe vett.

Alakjuk szerint:

- a) egyenes középvnalú (91. ábra),
- b) alakos tengelyek – nem egyenes középvnalú tengelyek (92. ábra).



91. ábra. Egyenes középvnalú tengely



92. ábra. Alakos tengely

Keresztmetszetük szerint:

- a) tömör tengelyek,
- b) üreges tengelyek.

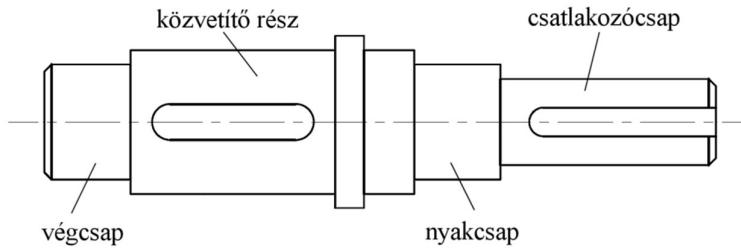
Működésük szerint:

- a) merev tengelyek, működés közben sem hosszanti, sem keresztirányban nem térhetnek el,
- b) csuklós tengelyek, kapcsolatot létesítenek két, nem egy egyenesbe eső tengely között,
- c) hajlékony tengelyek, működés közben rugalmasan hajlíthatók.

A tengelyek kialakítása

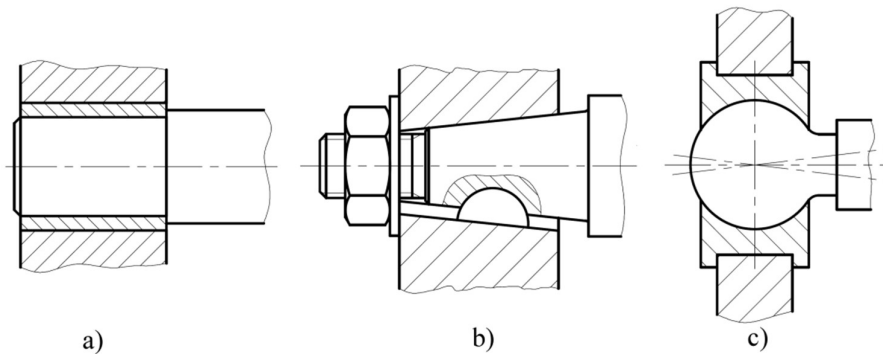
Az egyszerűbb tengelyeket végig egyforma átmérőjűre készítik, csak a végeken, a csapágyak felfekvési felületein munkálják kisebb átmérőre. Általában azonban a gépek tengelyei a különböző rájuk szerelt és velük kapcsolódó alkatrészek miatt lép-csős, változó keresztmetszetűek [18].

A 93. ábrán azonosíthatók egy tipikus tengely fő részei. A tengely végén elhelyezkedő csapágyban fekvő részt a magyar szakirodalom végcsapnak (tengelyvég) nevezi. A tengely közbelső részén szerelt csapágyba a nyakcsap fekszik bele. A hajtáshoz kapcsolódó vége a csatlakozócsap, míg a két vagy több csapágy közötti rész a közvetítő szakasz [18].



93. ábra. Egy tengely fő részei

A tengelycsapok alakja lehet hengeres, kúpos vagy gömb (94. ábra).



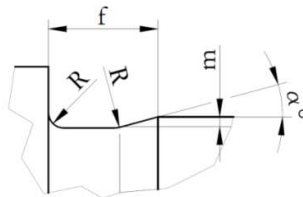
94. ábra. Tengelycsaptípusok: **a)** hengeres, **b)** kúpos, **c)** gömb

A csapokat a súrlódás csökkentése céljából általában köszörülük ($R_a = 0,8 \div 1,6 \mu\text{m}$), felületüket pedig edzik, hogy kopásállók legyenek. A tengelycsapok átmérője nem tetszőleges, a mindennapi gyakorlatban csak a szabványban előírt átmérők alkalmazhatók.

A gyártás során a tengelyek megtámasztásához és befogási (tájolási) bázisfelületként központfuratokat alkalmaznak. Gyakran alkalmazott rögzítőelem tengelyek végein a rugalmas rögzítőgyűrű, melynek elhelyezéséhez szabványosított méretű

beszúrásokat kell készíteni. A forgatónyomatékok átvivő gépelemeket ék-, retesz- vagy bordáskötéssel rögzítik a tengelyeken. A reteszek és a hornyok méretei és tűrései a tengelyátmérő függvényében szabványból vagy műszaki táblázatokból választhatók meg. A feszültségkoncentrátorok elkerülése végett a tengelyvállaknál éllekerekítések és éltompításokat (letöréseket) kell kialakítani, ezek méretei és geometriája akár szabványosított is lehet (pl. magyar szabvány szerint).

A szabad és a támasztó tengelyvállaknál igen gyakori az „L” alakú beszúrás (95. ábra).



95. ábra. Beszúrás tengelyen

A tengelyek gyártásához rendszerint acélokat, kivételes esetekben nagy szilárdságú gömbszövetű öntöttvasat is használnak. A szerkezeti acélokon kívül leggyakrabban valamilyen nemesíthető, vagy ha a nagy kopásállóság követelmény, cementálható (betétben edzhető) acélokat alkalmaznak.

A szerkezeti acélok közül leginkább az S275 (volt OL44 STAS) és az E295 (volt OL50 STAS) jelzésűeket használják.

A nemesíthető (C35-OLC35, C45-OLC45 stb.) acélok felületének kopásállóságát felületi edzéssel lehet növelni.

A cementálható acélok közül elsősorban a C10 (OLC 10 STAS) és C15 (OLC 15 STAS) jelű, fokozott minőségi követelmények esetén pedig különböző króm-molibdén és króm-mangán acélok használhatók.

A tengelycsapok felületének keménysége még jelentősen növelhető nitridálással vagy keménykrómozással, felrakó hegesztéssel és fémszórással is [18].

9.1. Tengelyek igénybevételei

A tengelyekben a külső igénybevételek eredményeként feszültségek és alakváltozások jönnek létre. A megjelenő feszültségek törést, az alakváltozások pedig a csatlakozó alkatrészekkel való kapcsolat hibáját okozhatják. A statikus terhelések mellett, mivel a tengely és a vele kapcsolódó alkatrészek lengő rendszert alkotnak, működés közben káros rezgések is keletkezhetnek. Ezért a tengelyeket általában a

feszültségek és a deformáció alapján szokás méretezni, a lengések szempontjából pedig ellenőrizni.

A tengelyek igénybevételei: húzás vagy nyomás mellett, nyírás, statikus vagy változó hajlítás, statikus vagy lökettető csavarás, valamint ismétlődő összetett igénybevétel lehet. A nyomás és húzás csak kevés alkalmazás esetén számottevő, általában elhanyagolható. Ismétlődő igénybevételű tengelyek méreteit előzetesen csak hozzávetőleg tudjuk megállapítani, a végleges méreteket csak utólagos ellenőrző számításokkal tudjuk meghatározni.

Az általános mérnöki gyakorlatban leggyakrabban a kifaradási határt jelentősen még nem csökkentő, ritkán előforduló csúcsterheléseket időben állandó terhelésként felfogva, statikus anyagjellemzők alapján méretezünk. A terhelés időbeli változását ennek a hatását a feszültségi állapotokra, annak fárasztó hatását különböző üzemi tényezők alkalmazásával vesszük figyelembe.

A tengelyek fő méreteit a fellépő terhelések és az alkalmazott anyag minősége alapján határozzuk meg.

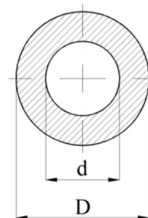
A tengelyek anyagára megengedett feszültségek a gyakorlatban elfogadható közelítései [18]:

$$\sigma_{meg} = (0,25 \div 0,4R_{p02}) \text{ és } \tau_{meg} = \frac{\sigma_{meg}}{2} \quad (9.1)$$

Az ébredő feszültségek az elemi szilárdságtan összefüggéseivel határozhatók meg. Összetett igénybevételek esetében a redukált vagy egyenértékű feszültséget Mohr vagy Huber–Mises–Hencky elmélete alapján számíthatjuk.

Csőkeresztmetszet esetén az a átmérőviszonyt a 96. ábra alapján határozzuk meg:

$$a = \frac{d}{D} \quad (9.2)$$



96. ábra. Hordozótengely körgyűrű-keresztmetszettel

Statikus húzó vagy nyomó igénybevétel esetén a húzó-nyomó feszültség:

$$\sigma = \frac{F}{A} < \sigma_{meg} \quad (9.3)$$

Az átmérő tömör tengely esetén:

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\sigma_{meg}\pi}} \quad (9.4)$$

Csőtengely esetén pedig:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\sigma_{meg}\pi(1-a^2)}} \quad (9.5)$$

Statikus nyíró igénybevétel esetén a nyírófeszültség:

$$\tau = \frac{F}{A} < \tau_{meg} \quad (9.6)$$

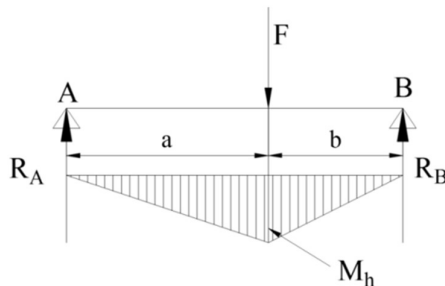
Az átmérő tömör tengely esetében:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\tau_{meg}\pi d}} \quad (9.7)$$

Az átmérő csőtengely esetén:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\tau_{meg}\pi(1-a^2)}} \quad (9.8)$$

Statikus hajlító igénybevétel (általában a hordozótengelyekre jellemző) esetén a hajlítónyomaték a 97. ábra alapján számítható.



97. ábra. Statikus hajlításnak kitett tengely terhelésének vázlata

A támaszokban megjelenő erők és a hajlítónyomaték képletei:

$$R_A = \frac{Fb}{a+b}, \quad R_B = \frac{Fa}{a+b}, \quad M_h = \frac{Fab}{a+b} \quad (9.9)$$

Tömör keresztmetszet esetén a hajlítófeszültség értéke:

$$\sigma_h = \frac{M_h}{W} \leq \sigma_{hmeg} \quad (9.10)$$

A tengely merevségi tényezője (keresztmetszeti tényezője):

$$W = \frac{\pi D^3}{32} \quad (9.11)$$

Állandó átmérőjű tengely méretezésére a (9.12) összefüggés használható:

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32M_h}{\pi\sigma_{hmeg}}} \quad (9.12)$$

Körgyűrű-keresztmetszet esetén a merevségi tényező (keresztmetszeti tényező):

$$W = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32D} \quad (9.13)$$

A hajlítófeszültség képletéből pedig:

$$\frac{M_h}{\frac{\pi d^3 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]}{32}} \leq \sigma_{hm} \quad (9.14)$$

Meghatározható a tengely külső átmérője:

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32M_h}{\pi(1 - \alpha^4)}} \quad (9.15)$$

A megengedett hajlítófeszültség az üzemi állapotok függvényében:

– állótengely esetén

$$\sigma_{hme} = \frac{R_{p02}}{3 \div 5} \quad (9.16)$$

– forgótengely esetén

$$\sigma_{hme} = \frac{R_{p02}}{4 \div 6}, \quad (9.17)$$

ahol R_{p02} a folyáshatári feszültség értéke.

Statikus csavaró igénybevétel

Általában közlőtengelyekre jellemző igénybevétel. A pontos szilárdsági ellenőrzést csak akkor lehet elvégezni, ha ismerjük a tengely pontos (változó) alakját, azaz a lépcsők átmérőjét és hosszát. Méretezésnél ezért a főméreteket csak közelítő számítással lehet megállapítani, és az így számított méretekkel ellenőrzéseket kell végezni grafoanalitikus módszerekkel vagy végeelem elemzés segítségével. Hornyolt tengelycsapok esetén egy biztonsági tényezőt kell figyelembe venni, így a feszültségek (és az alakváltozások) meghatározásakor a valóságos méret helyett a horony mélységével csökkentett tengelyátmérővel számolunk.

Az átmérő közelítő számítása a csavaró igénybevétel alapján:

$$\tau_{cs} = \frac{T}{W_p} \leq \tau_{csmeg} = 15 \div 25 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (9.18)$$

Tömör keresztmetszet esetében a poláris keresztmetszeti tényező:

$$W_p = \frac{d^3 \pi}{16} \quad (9.19)$$

Behelyettesítve a (9.18) összefüggésbe:

$$\frac{16T}{\pi D^3} \leq \tau_{csmeg} \quad (9.20)$$

A tengelyátmérő pedig a (9.21) összefüggéssel számítható:

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi \tau_{csmeg}}} \quad (9.21)$$

Körgyűrű-keresztmetszet esetén a poláris keresztmetszeti tényező:

$$W_p = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{16D} \quad (9.22)$$

A tengely külső átmérője pedig:

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi(1 - a^4)\tau_{csmeg}}} \quad (9.23)$$

Összetett igénybevétel (Csavarás és hajlítás)

A Huber–Misses–Hencky elmélet alapján a redukált feszültség:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_h^2 + 3\tau_{cs}^2} \quad (9.24)$$

Mohr szerint pedig a redukált feszültség értéke a (9.25) összefüggéssel számítható:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_h^2 + 4\tau_{cs}^2} \quad (9.25)$$

Behelyettesítve a (9.10) és (9.18) összefüggéseket a (9.24) összefüggésbe megkapjuk a redukált feszültség képletét a Huber–Misses–Henkly elmélet alapján:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{32M_h}{\pi D^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16T}{\pi D^3}\right)^2} = \frac{32}{\pi D^3} \sqrt{M_h^2 + \frac{3}{4}T^2} = \sigma_{red\ meg} \leq \frac{R_{p02}}{4} \quad (9.26)$$

Innen kifejezhető a tengelyátmérő:

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32 \sqrt{M_h^2 + \frac{3}{4}T^2}}{\pi \sigma_{red\ meg}}} \quad (9.27)$$

A fenti összefüggésekkel a tengely előtervezése elvégezhető. A tengely részletes alakjának és méretének a meghatározása után kerülhet sor a végleges szilárdsági ellenőrzésre, amely kifáradásra történő ellenőrzést jelent.

A kifáradásra történő méretezés elve az, hogy a tengelyben ébredő ismétlődő feszültségek nem érhetik el az igénybevétel fajtájától, a tengely alakjától, méretétől, a felületi megmunkálástól és az üzemi körülményektől függő kifáradási határfeszültségeket [18].

Az igénybevétel fajtáját úgy vesszük figyelembe, hogy az illető igénybevételre és az anyagra felvett Smith-féle diagramot használjuk [18].

A tengelyek felületét különböző alakú hornyok, beszúrások, keresztmetszeti változások szakítják meg. Ezeken a helyeken a névleges feszültség többszöröse is fel léphet, ezért itt a legnagyobb a kifáradásos törés veszélye. Az ilyen feszültségkoncentrátorok alkalmazását csak a legszükségesebbekre kell csökkenteni, illetve figyelembe kell venni az ezekből adódó keresztmetszet-csökkenéseket.

A csúcshőfeszültségek ellenőrzése mellett fontos tudni azt is, hogy olyan szélsőséges üzemi körülmények, mint a nagy hőmérséklet, korrozív hatások és a tengely előállítási technológiája tovább csökkenthetik a kifáradási határt. A hőkezelést például olyan sajátos szövetszerkezeti változások kísérik, amelyek kihatnak a tengely anyagának szilárdsági tulajdonságaira.

A tengelyek kifáradási határfeszültségre történő méretezésénél és ellenőrzésénél számos befolyásoló tényezőt kell figyelembe venni.

A tengelyek méretezéséhez és ellenőrzéséhez [18]-ban ajánlott fő lépések:

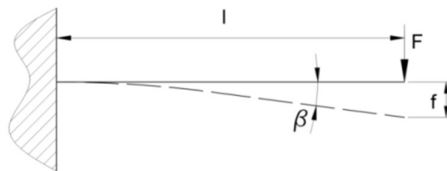
- Az előtervezés adatai alapján megszerkesztett tengelyekre felrajzoljuk az igénybevételi ábrákat, kijelölve azokat a helyeket, amelyekre a várható legnagyobb az igénybevételek;
- A kijelölt keresztmetszetben megállapítjuk az esetleges bevágásokból vagy hornyokból adódó szűkült keresztmetszetet;
- Az ellenőrzött keresztmetszetekben kiszámítjuk a közép feszültséget és a feszültségamplitúdót;
- A Smith-diagramból megállapítjuk a kifaradási határfeszültséget;
- A közép feszültség és a hozzáadott feszültségamplitúdó együttes értékének a Smith-féle biztonságos területen belül kell maradnia;
- A módosított határfeszültség és a maximális ébredő feszültség hányadosa a biztonsági tényező „n”, amelynek ajánlott értéke: $1,5 \div 2,0$.

9.2. A tengelyek ellenőrzése merevségre

A tengelyek a terhelés hatására alakváltozást szenvednek. Ezek az alakváltozások egyértelműen csak a rugalmassági tartományban történhetnek meg, de itt is az értékeiket korlátozni kell. Ezek az alakváltozások, lehajlások és csavarodások nemcsak a működési körülmények megváltozását, de lengéseket is kelthetnek.

Lehajlás

Állandó keresztmetszetű tengelyek statikus lehajlása és szögelfordulása, különböző befogások és terhelések hatására, a szilárdságtanban levezetett képletekkel számíthatók:



98. ábra. Befogott tengely lehajlása

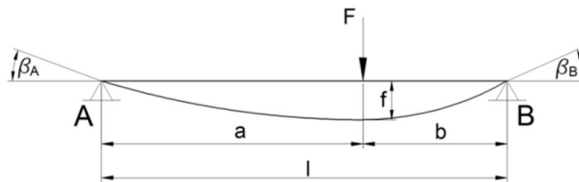
A 98. ábra alapján, az egyik végén befogott tengely lehajlásának értéke:

$$f = \frac{Fl^3}{3EI} \quad (9.28)$$

A lehajlási szög értéke a (9.29) összefüggéssel számítható:

$$\beta = \frac{Fl^2}{2EI} \quad (9.29)$$

A két végén támasztott tengely terhelési vázlata a 99. ábrán látható.



99. ábra. Végein támasztott tengely lehajlása

A tengely lehajlása:

$$f = \frac{Fa^2b^2}{3EI} \quad (9.30)$$

A tengely lehajlási szögei a (9.31) és (9.32) összefüggésekkel számíthatók:

$$\beta_A = \frac{Fab}{6EI} \frac{l+b}{l} \quad (9.31)$$

$$\beta_B = \frac{Fab}{6EI} \frac{l+a}{l} \quad (9.32)$$

A lehajlás ellenőrzése elsősorban ott szükséges, ahol a tengelyre szerelt gépelemek működését bizonyos határon túl már zavarhatja a deformáció (például fogaskerékajtásoknál).

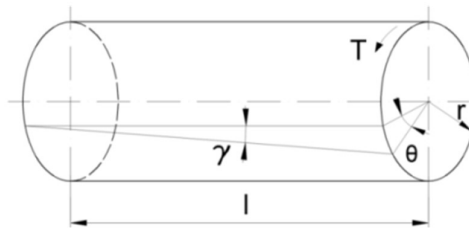
Lépcsős tengely lehajlását és a hajlási szögeket grafoanalitikusan és numerikus módszerekkel lehet számítani. Ezeknek az alkalmazása jó szilárdságtani alapismereteket igényel.

A megengedett lehajlás és elcsavarodási szög értékei:

$$f_{meg} \leq 0,0003l ; \beta_A \text{ és } \beta_B \leq \beta_{meg} = 1 \div 2 \cdot 10^{-3} \quad (9.33)$$

Elcsavarodás

A csavarónyomatéknak kitett tengelyek csavarodási alakváltozást is szenvednek. Két egymástól l távolságra levő keresztmetszet, a forgónyomaték hatására egymáshoz képest θ szöggel fordul el (100. ábra).



100. ábra. Tengely csavarása

A palást- és a homlokfelületeken kialakult θ és γ csavarási szögekre felírható:

$$r\theta = l\gamma \quad (9.34)$$

Innen a θ szög értéke a (9.35) összefüggéssel számítható.

$$\theta = \frac{l\gamma}{r} = \frac{l\tau}{rG} = \frac{lT}{rGI_p} = \frac{Tl}{GI_p} < \theta_{meg} , \quad (9.35)$$

ahol:

G – a csúsztató rugalmassági modulus, acélra ($8 \div 8,1 \cdot 10^4$ N/mm²)

T – a terhelési csavarónyomaték

I_p – a poláris másodrendű nyomaték értéke:

körkeresztmetszet esetén:

$$I_p = \frac{\pi D^4}{32} \quad (9.36)$$

körgyűrű-keresztmetszet esetén:

$$I_p = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32} \quad (9.37)$$

Az elcsavarodási szög megengedett értéke a hosszú tengelyek esetében mértékadó. Ezekben az esetekben az átmérőt az elcsavarodási szög szerint határooljuk:

$$\theta_{meg} = 0,00435 \frac{\text{rad}}{\text{m}} = 0,00435 \frac{180^\circ}{\pi} = \frac{0,249^\circ}{\text{m}} \quad (9.38)$$

Az elcsavarodási szög a hosszú tengelyek esetében mértékadó. Ezekben az esetekben:

$$D \geq \sqrt[4]{\frac{32}{\pi} \frac{Tl}{G\theta_{meg}}} \quad (9.39)$$

9.3. A tengelyek hajlító- és forgólengései

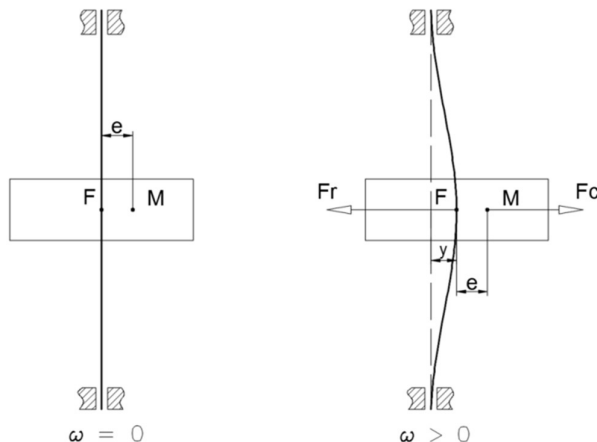
Mivel a tengelyek rugalmasak, rezgő rendszerekként viselkednek. Ha a rezgés a rezonanciatartományba lép, akkor a tengely eltörik. A rezonanciajelenség akkor következik be, ha a rendszert gerjesztő erő frekvenciája és a rendszer sajátfrekvenciája azonos.

A rezonancia a rugalmas anyagból készült, nagy fordulatszámon működő tengelyeknél léphet fel, ha azokat a tengely saját frekvenciájával megegyező ismétlődő külső impulzusok érik. A két frekvencia egyezése a gyakorlatban csapágy- vagy tengelytöréshez vezethet.

A sajátfrekvenciának megfelelő fordulatszámot *kritikus fordulatszám*nak nevezzük.

9.3.1. Hajlítólengések

A tengelyek esetében igen gyakran előfordul, hogy a tömegközéppont nem esik a forgástengelyre. Ez mind tervezési sajátosságokból (hornyok, furatok stb. jelenléte), mind gyártási pontatlanságokból adódhat. Ilyen esetben a 101. ábrán látható állapot jelenik meg.



101. ábra. Excentrikus tömegközépponttal rendelkező tengely forgómozgása

Ha a tengely nem forog (például tartótengely), az e excentricitás nem okoz dinamikus hatást. Azonban, ha a tengely forogni kezd, akkor megjelenik egy F_c centrifugális erő, amely a tengely alakváltozásához vezet, amelynek következtében megjelenik az F_r rugalmas erő. Mivel a forgómozgás periodikus, a tengely lengőmozgást is fog végezni. Ha a lengések gerjesztő frekvenciája megegyezik a tengely saját frekvenciájával, a lengéstanból ismert rezonancia jelensége lép fel, aminek eredményeképpen a tengely kihajlása addig növekedik, amíg a tengely eltörik. Ezt az állapotot feltétlenül el kell kerülni, úgy, hogy a tengely fordulatszámát vagy a saját frekvenciáját meghatározó tömegeloszlását változtatjuk.

A rugalmassági erő értéke:

$$F_r = sy, \quad (9.40)$$

ahol s a rugómerevség.

A forgás következtében megjelenő centrifugális erő a (9.41) összefüggéssel számítható:

$$F_c = m(e + y)\omega^2 \quad (9.41)$$

A rendszer egyensúlyi állapotából következik, hogy:

$$F_r = F_c \quad (9.42)$$

Behelyettesítve a (9.40) és (9.41) összefüggéseket a (9.42)-be kapjuk a következőket:

$$sy = m(e + y)\omega^2 \quad (9.43)$$

A (9.43) összefüggésből pedig felírható a tengely alakváltozásának függvénye:

$$y = \frac{m\omega^2}{s - m\omega^2} e \quad (9.44)$$

Ha a (9.44) összefüggés nevezője nulla, akkor a lengőmozgás amplitúdója (a tengely lehajlása) a végtelenbe tart.

$$s - m\omega^2 = 0 \quad \rightarrow \quad y \rightarrow \infty \quad (9.45)$$

Ebben az esetben a tengely eltörhet, a tengely törését okozó kritikus szögsebességet pedig a (9.46) összefüggéssel számíthatjuk:

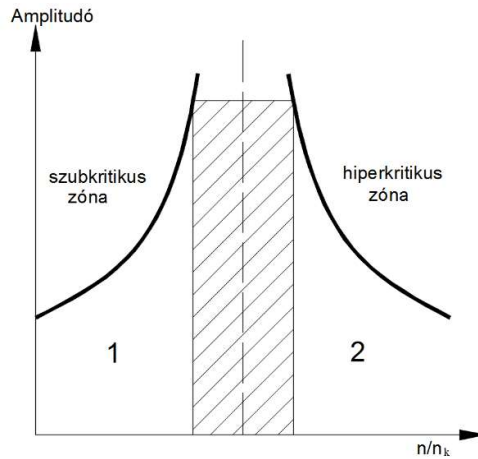
$$\omega_k = \sqrt{\frac{s}{m}} \quad (9.46)$$

A (9.46) egyenletből kifejezhető a tengely kritikus fordulatszáma:

$$n_k = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{s}{m}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{m_g}{m_f}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{f}}, \quad (9.47)$$

ahol s a rugómerevség értéke:

$$s = \frac{F}{f} \quad (9.48)$$



102. ábra. A kritikus fordulatszám tartománya

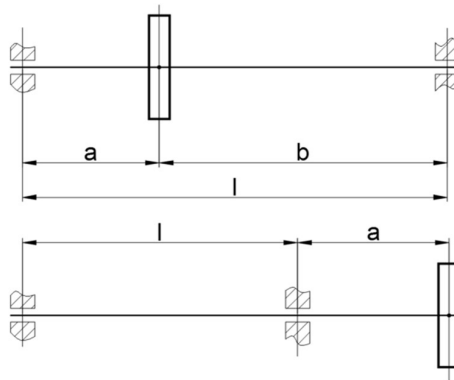
A kritikus fordulatszám elkerülése érdekében a tengely forgásának fordulatszámát el kell távolítani a kritikus fordulatszám közeli tartományból (102. ábra). Ez, ha az alkalmazás engedi, a tengely fordulatszámának a változtatásával, vagy ha a tengely fordulatszáma rögzített, akkor a saját frekvenciájának módosításával oldható meg.

Általában:

- 1) $n \leq (0,90 \div 0,95)n_k$
- 2) $n \geq (1,10 \div 1,15)n_k$

Amint a (9.45 ÷ 9.47) képletekből kikövetkeztethető, a kritikus fordulatszám annál nagyobb, minél merevebb a tengely, tehát mind a tengely méreteinek, mind az anyagának változtatásával a tengely sajátfrekvenciája változtatható.

A 103. ábrán két különböző tömegközpont-elhelyezkedésű tengely megtámasztása látható.



103. ábra. Tömegek a tengelyen különböző elhelyezkedéssel

A felső ábrán látható támasztás esetén a (9.49), az alsó ábrán látható támasztás esetén pedig a (9.50) összefüggésekkel számítható a tengely f lehajlása és s merevségi tényezője.

$$f = \frac{Fl^3}{48EI}, \quad s = \frac{48EI}{l^3} \quad (9.49)$$

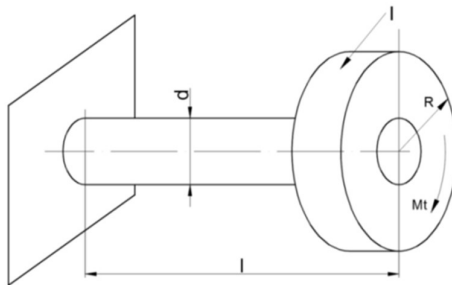
$$f = \frac{Fa^2(a+l)}{3EI}, \quad s = \frac{3EI}{a^2(a+l)} \quad (9.50)$$

9.3.2. Tengelyek forgólengései (Csavarólengések)

A forgásban levő tengelyek által alkotott rugalmas rendszerekben csavarólengések is megjelennek, ezeket a periodikusan váltakozó forgatónyomatékok okozzák (104. ábra).

Ebben az esetben felírható a lengőrendszert terhelő nyomatékok dinamikai egyensúlya:

$$M_d + M_t = 0 \quad (9.51)$$



104. ábra. Csavarólengés vázlata

A lengőrendszer egyszerűsített, a belső viszkózus csillapítást elhanyagoló differenciálegyenlete a következő [23]:

$$I \frac{d^2\theta}{dt^2} + \frac{GI_p}{l} \theta = 0 \quad (9.52)$$

Mivel periodikus mozgás van jelen, a differenciálegyenlet egyik megoldása a következő lehet:

$$\theta = \theta_0 \cos \omega t \quad (9.53)$$

Ez a megoldás ki kell elégítse az alábbi egyenletet:

$$-I\theta_0\omega^2 \cos \omega t + \frac{GI_p}{l} \theta_0 \cos \omega t = 0 \quad (9.54)$$

Innen:

$$-I\omega^2 + \frac{GI_p}{l} = 0 \quad \rightarrow \quad \omega_k = \sqrt{\frac{GI_p}{Il}}$$

Így a kritikus fordulatszám a (9.55) összefüggéssel számítható:

$$n_k = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{GI_p}{Il}}, \quad (9.55)$$

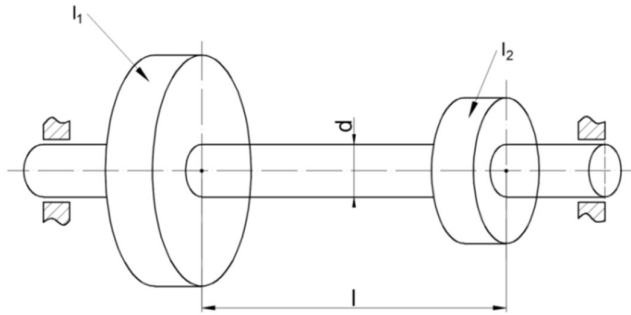
ahol:

G – csúsztató rugalmassági modulusz,

$I_p = \frac{\pi d^4}{32}$ – keresztmetszet poláris másodrendű nyomatéka,

l – tengelyszakasz hossza,

$I = m \frac{R^2}{2}$ – a tengelyre szerelt tömeg tehetetlenségi nyomatéka.



105. ábra. Két forgó tömeg esetén kialakuló csavarólengés

Abban az esetben, ha a tengelyen két forgó tömeg van (105. ábra), felírható:

$$\omega_k^2 = s \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right) = \frac{GI_p}{l} \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right) \quad (9.56)$$

Innen pedig a kritikus szögsebesség, illetve a kritikus fordulatszám [23]:

$$\omega_k = \sqrt{\frac{GI_p}{l} \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right)} \quad \rightarrow \quad n_k = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{GI_p}{l} \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right)} \quad (9.57)$$

10. Tribológiai alapfogalmak

10.1. Súrlódási típusok

A tribológia tárgy körébe tartozik a súrlódás, kopás és kenés tanulmányozása.

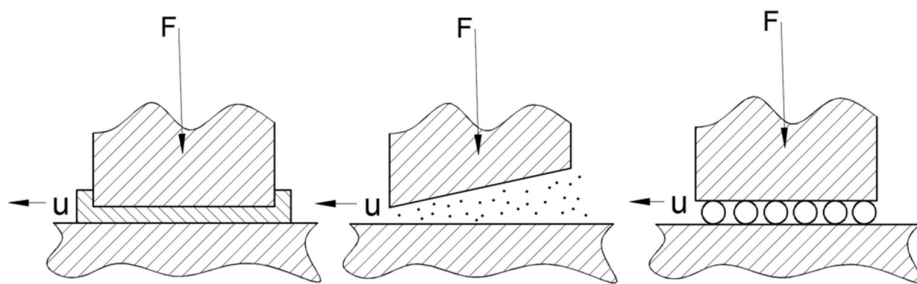
A tribológia kifejezés görög eredetű és két kifejezésből alakult ki, éspedig a tribos = súrlódás és a logos = tudomány szavakból. Mint műszaki tudomány, tanulmányozza az egymásra ható és egymáshoz viszonyítva elmozduló szilárd testek érintkező felületei között keletkező jelenségeket.

A gépszerkesztés területén az elmozduló testek gépelemek, tehát jelen esetben ezeknek az érintkező felületein megjelenő folyamatokra fogunk koncentrálni.

Az elmozduló gépelemek érintkező felületein súrlódások jelennek meg. Ezek csúszósúrlódások vagy gördülősúrlódások lehetnek.

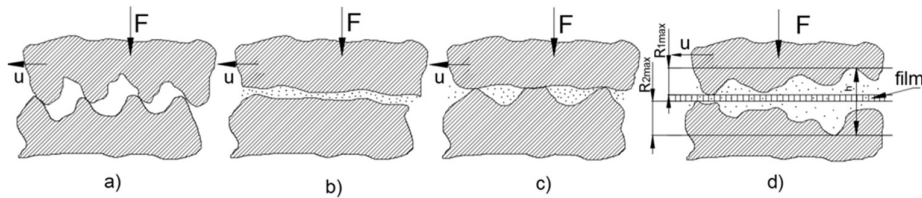
A különböző gépelempárok kapcsolódása (érintkezése) esetében a súrlódás lehet káros vagy hasznos. Káros például a csapágyak, vezetékek, fogaskerék-hajtások, mozgatósavarok esetében. A tengelykapcsolók, fékek, dörzshajtások esetében viszont hasznosnak minősítjük, mivel általa valósul meg az erő-, illetve nyomatékátvitel.

A súrlódás csökkentésére használhatók: antifrikciós anyagok, kenőanyagok és gördülőtestek (106. ábra).



106. ábra. Súrlódás csökkentése: balra – antifrikciós anyaggal; középen – kenőanyaggal; jobbra – gördülőtestekkel

A csúszósúrlódások lehetnek: száraz súrlódások (tisztá felületek súrlódása), határreteg-súrlódások, vegyes súrlódások, folyadéksúrlódások (107. ábra).



107. ábra. Sűrűlódástípusok: **a)** száraz, **b)** határréteg, **c)** vegyes d) folyadék

Száraz sűrűlódás: A felületi érdességek csúcsai érintkeznek. A terhelés miatt rugalmas és maradó alakváltozásokat szenvednek. Mozgás közben kitöredeznek, ezért nagy kopás jelenik meg. Szigorú feltételbetartás mellett ilyen sűrűlódástípus csak a laboratóriumban valósítható meg, mert a levegő is kenőanyag.

A gyakorlatban száraz sűrűlódásról beszélünk akkor, ha az érintkező felületek közé nem vezetünk be kenőanyagot (a levegő jelen lehet); ez esetekben a sűrűlódási együttható értéke $\mu \geq 0,3$.

Határréteg-sűrűlódás: Az érintkező felületeken egy vékony kenőanyagréteg létezik, amely megakadályozza az érdességi csúcsok érintkezését.

Vegyes sűrűlódás: A felületek közé kenőanyagot vezetnek be. Az érdességi csúcsok érintkeznek, de elmozdulás közben egy, már kenőanyaggal bevont felületen csúsznak. Ezáltal a sűrűlódási ellenállás csökken ($\mu < 0,3$).

Folyadéksűrűlódás: A felületek között lévő kenőanyagrétegben olyan nyomás van, hogy az érdességi csúcsok nem érintkeznek. Ezáltal a felületet a folyadékrétegen csúszik ($\mu > 0,005 \dots 0,001$, $h > R_{1max} + R_{2ma}$). Ahhoz, hogy a felületek között folyadéksűrűlódás alakuljon ki, elengedhetetlen a megfelelő kenőanyag alkalmazása.

10.2. Kenőanyagok

A kenőanyagokat az egymással érintkezésben lévő és elmozduló gépelemek közötti sűrűlódás csökkentésére használják.

Típusuk szerint a kenőanyagok lehetnek: fluidok, plasztikus anyagok és szilárd anyagok.

Fluidok: hőkezelő olajok, transzformátorolajok stb. Gázok (levegő, semleges gázok).

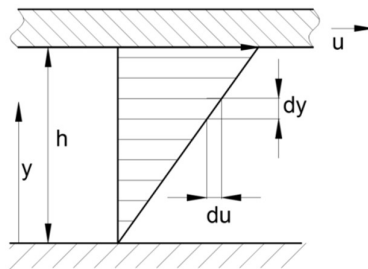
Plasztikus anyagok: kenőzsírok, faggyúk, viaszok stb.

Szilárd anyagok: grafit, MoS_2

A műszaki gyakorlatban a kenőolajokat használják a legszélesebb körben, mivel könnyen megoldható az érintkező felületek elválasztása, és intenzív keringetéssel a kent rendszerek könnyen hűthetők.

A kenőanyagok viselkedését két alapvető tulajdonságuk határozza meg: a kenőanyag tapadóképesége a kent felületekhez, és a viszkozitása.

Newton fogalmazta meg először azt a feltevést, hogy az egymáshoz képest elmozduló folyadékrétegek között ébredő csúsztatófeszültség egyenesen arányos a sebességgradienssel (108. ábra).



108. ábra. Egymáson elmozduló folyadékrétegek sebességgradiensének változása a távolság függvényében

A csúsztatófeszültség értéke ennek alapján:

$$\tau = \eta \frac{du}{dy} \quad (10.1)$$

Ahonnan a η dinamikai viszkozitás képlete a következő lesz:

$$\eta = \frac{\tau}{\frac{du}{dy}} \quad (10.2)$$

Ennek mértékegysége az SI-rendszerben:

$$[\eta] = \frac{\frac{N}{m^2}}{\frac{\frac{m}{s}}{m}} = \frac{Ns}{m^2} = Pa \cdot s \quad (10.3)$$

A régi CGS-rendszerben pedig:

$$[\eta] = \frac{\frac{dyn}{cm^2}}{\frac{cm}{s}} = \frac{dyn\ s}{cm^2} = 1\ Poise = 1\ P \quad (10.4)$$

$$1\ cP = \frac{1\ P}{100} = 10^{-3}\ Pa\ s \quad (10.5)$$

A kinematikai viszkozitás a dinamikai viszkozitás és a sűrűség hányadosa:

$$\vartheta = \frac{\eta}{\rho} \quad (10.6)$$

Ennek mértékegysége az SI rendszerben a következő:

$$[\vartheta] = \frac{\frac{Ns}{m^2}}{\frac{kg}{m^3}} = \frac{Nsm}{kg} = \frac{kg\ \frac{m}{s^2} sm}{kg} = \frac{m^2}{s} \quad (10.7)$$

A CGS rendszerben pedig:

$$[\vartheta] = \frac{\frac{d_{yns}}{cm^2}}{\frac{g}{cm^3}} = \frac{d_{yns}\ cm}{g} = \frac{g\ \frac{cm}{s^2} s\ cm}{g} = \frac{cm^2}{s} = 1\ Stokes = 1\ St \quad (10.8)$$

$$1\ \frac{m^2}{s} = 10^4\ \frac{cm^2}{s} = 10^4\ St = 10^6\ \frac{mm^2}{s} = 10^6\ cSt \quad (10.9)$$

$$1\ \frac{mm^2}{s} = 1\ cSt \quad (10.10)$$

$$1\ P = 0,1\ Pa \quad 1\ cP = 0,001\ Pa \quad 1\ Pa = 10\ P \quad 1\ Pa = 1000\ cP$$

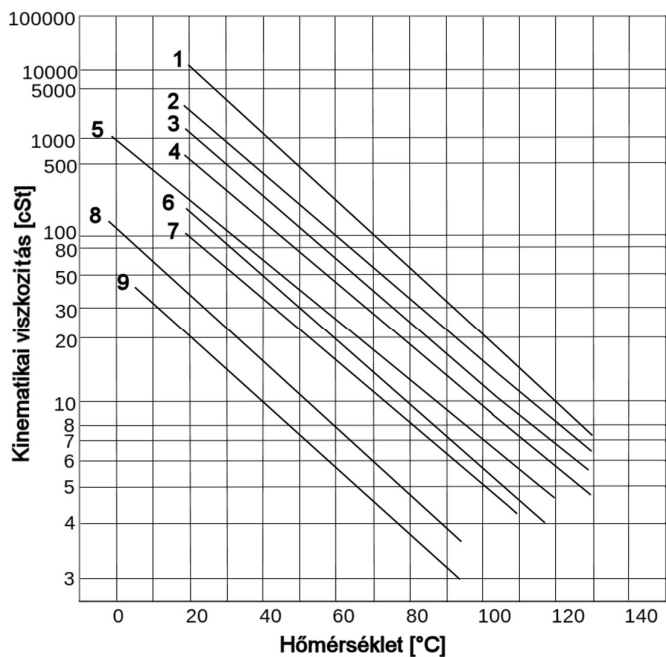
Az ISO szabvány alapján az olajokat a következőképpen jelölik a kinematikai viszkozitás függvényében: ISO VG 2, 3, 5, 7, 10, 15, 22, 32, 46, 68, 100, 150, 220, 320, 460, 680, 1000, 1500, 2200 és 3200 (8. táblázat). A számérték a kinematikai

viszkozitást jelzi 40 °C-on és $\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$ -ben van mérve. Az eltérés maximálisan $\pm 10\%$ lehet.

8. táblázat. Kenőolajok kinematikai viszkozitása (ISO VG)

ISO viszkozitási fokozat	Kinematikai viszkozitás 40 °C-on, mm ² /s		
	középértékek	határértékek	
		legalább	legfeljebb
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9,00	11,0
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90,0	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1000	1000	900	1100
ISO VG 1500	1500	1350	1650
ISO VG 2200	2200	1980	2420
ISO VG 3200	3200	2880	3520

A kenőanyagok viszkozitása függ a hőmérséklettől (csökken), amint ez a 109. ábrán látható. Ezt a jelenséget figyelembe kell venni a várható üzemi hőmérséklet függvényében is.



109. ábra. Olajok kinematikai viszkozitásának változása a hőmérséklet függvényében:
 1 – hengerolaj; 2 – differenciálolaj; 3 – nehéz motorolaj; 4 – könnyű motorolaj; 5 – könnyű téli motorolaj; 6 – gépolaj; 7 – turbinaolaj; 8 – transzformátorolaj; 9 – műszerolaj

A viszkozitás változik a nyomás függvényében is. Barus összefüggése alapján:

$$\eta_p = \eta_0 \varepsilon^{\alpha p}, \quad (10.11)$$

ahol:

η_0 – viszkozitás az atmoszférikus nyomáson (Pa·s),

α – a nyomás viszkozitás tényező (m^2/N),

p – a nyomás (Pa).

Az ásványi olajok osztályozása megtalálható a STAS 871-81 számú román szabványban.

A **kenőzsírokat** kis fordulatszámok és nem nagy terhelések esetében alkalmazuk. Zsírt használnak olyan helyeken is, ahol az olaj lecsepegése veszélyt jelent,

például élelmiszeriparban, textiliparban stb. A kenőzsírok megtalálhatók a STAS 4951-81 szabványban.

Szilárd anyagokat por alakban, főként grafitot és molibdén-diszulfidot (MoS_2) használnak adalékként olajak és zsírok esetében. Ezek alkalmazása a nagy hőmérsékleten működő mozgószerkezeteknél ajánlatos. Az adalékot paszta alakban vagy teljesen szárazon lehet használni.

Kis terhelések esetében és nagy fordulatszámok esetében gáz halmazállapotú kenőanyagokat alkalmaznak. Ezeknek kicsi a viszkozitásuk és ezért kicsi a belső súrlódás, tehát nem fejlesztenek túl nagy mennyiségű hőt.

A kenőanyagok megválasztásával a viszkozításon kívül még más jellemzőket is figyelembe kell venni: a sűrűséget $\rho \approx 900 \text{ kg/m}^3$, a fajlagos hőkapacitást, a dermedési hőmérsékletet, a lobbanáspontot, a tisztasági fokot, a habképződést stb.

Ajánlatos körforgásos rendszert alkalmazni, ahol működés közben az olajat tisztítani lehet. A kenőkörben szűrőt kötelező módon kell használni, de szükség esetén a hűtést is biztosítani kell.

11. Gördülőcsapágyak

A forgótengelyek megtámasztására, vezetésére szolgáló szerkezeti egységet csapágyazásnak nevezzük, ennek fő része a csapágy. A csapágy szerepe a terhelések átadása a tengelyről a csapágyazásra és megfelelő működési állapotok tartós biztosítása. Az alátámasztás helyein a tengely hengeres, a tengelyek e részeit csapoknak, azt a gépelemet pedig, amelyben a csapok fekszenek, csapágyaknak hívjuk.

Két alapvető csapágytípust különböztetünk meg:

- gördülőcsapágyak – az elmozduló részek közé gördülő elemek vannak elhelyezve;
- siklócsapágyak – a mozgó elemek elcsúsznak egymáson, közülük pedig ke-nőanyag van bevezetve.

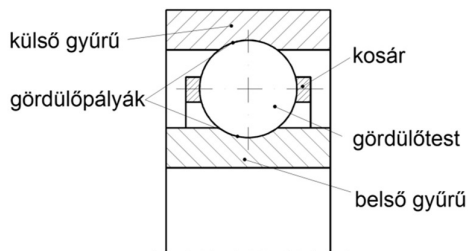
11.1. Gördülőcsapágyak osztályozása, méretei és szerkezeti típusai

A gördülőcsapágyakat osztályozhatjuk:

- A terhelés iránya szerint ezek lehetnek:
 - radiális csapágyak (hordozócsapágyak), melyek a forgástengelyre merőleges erőket vesznek fel, bár kisebb axiális terhelés felvételére is alkalmas; hatásvonalszögük: $\alpha < 15^\circ$;
 - axiális csapágyak (támasztócsapágyak), melyek a tengelyirányú erőket vesznek fel; hatásvonalszögük: $\alpha > 50^\circ$; egyes típusok kis radiális terhelések felvételére is alkalmasak;
 - ferde hatásvonalú csapágyak, radiális terhelés felvétele mellett jelentős axiális terhelés felvételére is alkalmasak; hatásvonalszögük: $10+15^\circ < \alpha < 50+60^\circ$.
- A gördülőtestek alakja szerint megkülönböztetünk:
 - golyós csapágyakat és
 - görgösöket (hengergörgős, tűgörgős, hordógörgős, kúpgörgős).
- A gördülő felületek alakja szerint léteznek:
 - gyűrűs és
 - tárcsás csapágyak.
- Szerkezetük szerint a csapágyak lehetnek:
 - merevek és
 - önbeállók.
- A gördülőtestek elhelyezkedése szerint ismerünk:

- egysoros és
- kétsoros csapágyakat.

Egy gördülőcsapágy általában két gyűrűből vagy tárcsából áll, amelyek között golyók vagy görgők vannak (110. ábra). A gyűrűkön kialakított gördülőpályákon futnak a gördülőtestek. A gördülőtestek kosárban helyezkednek el, melynek az a feladata, hogy a gördülőtesteket egyenlő távolságra tartsa egymástól, illetve szétszedhető csapágyaknál a gördülőtesteket összefogja.

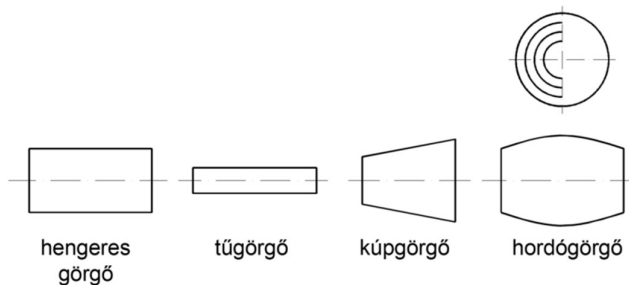


110. ábra. Gördülőcsapágy felépítése

A gördülőtestek és a gyűrűk különleges krómötvözetű acélból készülnek, edzéssel, köszörüléssel és polírozással.

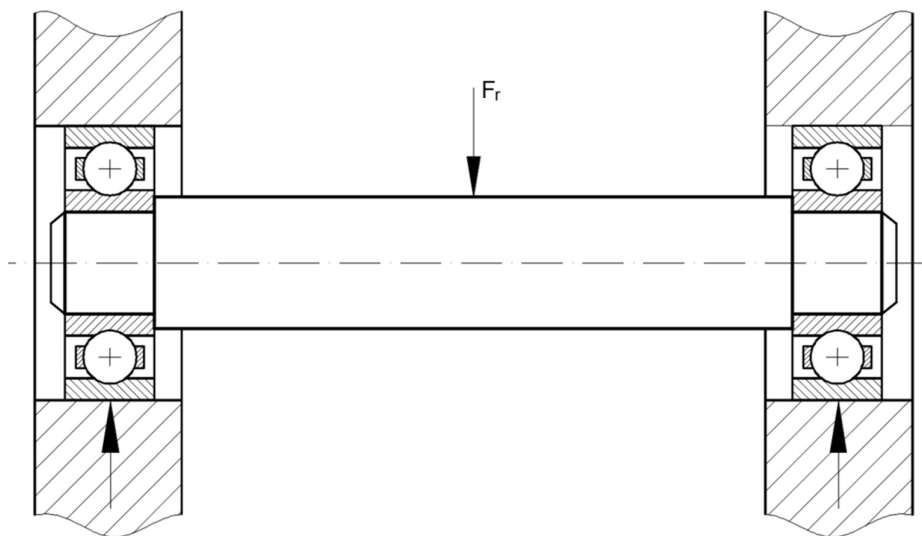
A kosarak anyaga lágy kell legyen, hogy ne koptassa a gördülőtesteket működés közben. Ezért a kosarakat lágy acéllemezről, sárgaréz lemezről vagy műanyagból készítik.

A gördülőtestek lehetnek: golyók vagy görgők (111. ábra).

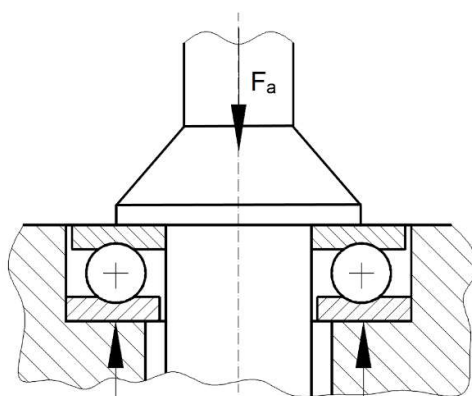


111. ábra. Gördülőcsapágy görgőtípusok

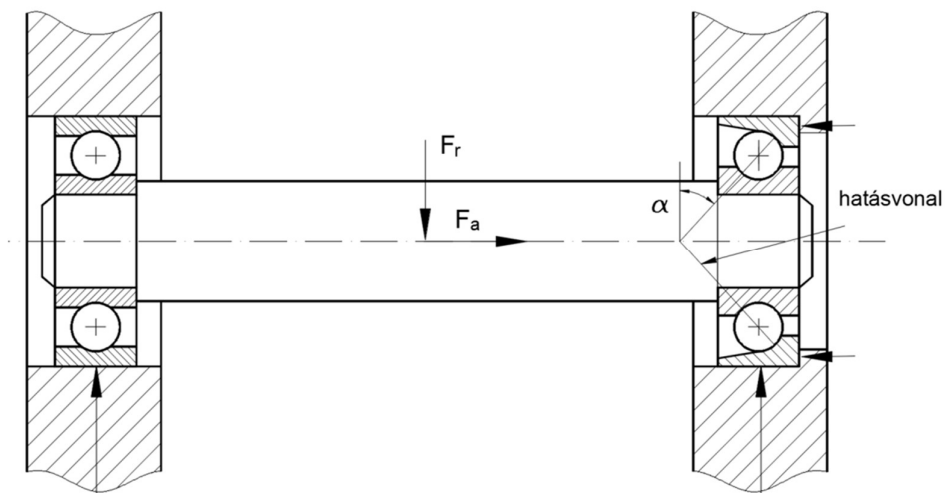
A teherbíró képesség függvényében vannak: radiális csapágyak (általában radiális terhelések felvételére képesek) (112. ábra), axiális vagy nyomócsapágyak (axiális terhelések felvételére képesek) (113. ábra), radiál-axiális csapágyak (egyidejű és közel egyenértékű radiális és axiális terhelések felvételére képesek) (114. ábra).



112. ábra. Radiálisan terhelt tengely csapágyazása



113. ábra. Axiálisan terhelt tengely csapágyazása



114. ábra. Radiálisan és axiálisan is terhelt tengely csapágyazása

A gördülőcsapágyak méreteit nemzetközileg szabványosították. A szabvány meghatározza a furatátmérőt (belső átmérőt), a szélességet és a külső átmérőt (115. ábra).

				szélességi sor	
				←	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	
				0	
				↓	
				átmérő sor	
				3	
				2	

$d =$	10	12	15	17	20	25	30 ... 480
	00	01	02	03	04	05	06 ... 96

A $d < 10$ mm és $d > 480$ mm mérettartományban a furatátmérőt a csapágyra ráírják.

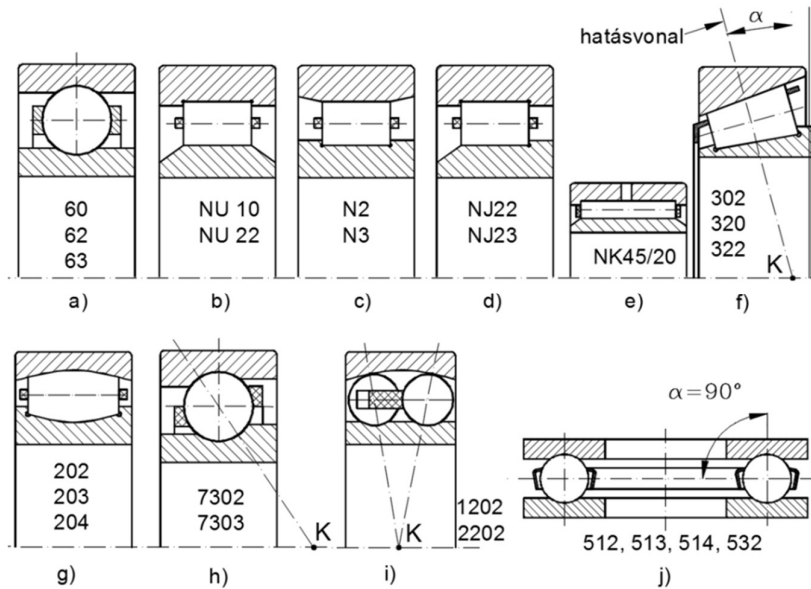
Példák:

Egysoros mélyhornyú golyóscsapágó 9209 ($d = 9 \cdot 5 = 45$ mm)

Kúpgergős csapágó 32316 ($d = 16 \cdot 5 = 80$ mm)

Hengergergős csapágó NJ2220 ($d = 20 \cdot 5 = 100$ mm)

A 116. ábrán példákat látunk az alapvető csapágy szerkezetekre.



116. ábra. Csapágytípusok

A 116. ábra jelölései:

- a) egysoros mélyhornyú golyóscsapágó
- b) egysorú hengergergős csapágó váll nélküli belső gyűrűvel
- c) egysorú hengergergős csapágó váll nélküli külső gyűrűvel

- d) egysorú hengergörgős csapágy egyvállú belső gyűrűvel
- e) tűgörgős csapágy
- f) kúpgörgős csapágy
- g) egysoros radiális beálló hordógörgős csapágy
- h) ferde hatásvonalú golyóscsapágy
- i) beálló golyóscsapágy
- j) egyirányú axiális golyóscsapágy

Ezen kívül α -val a csapágy hatásvonalszögét, K -val pedig a csapágy erőközpontját jelöltük.

A 116. ábra g és i típusú csapágycsoportjai beálló csapágytípusok, tehát megengednek $1 \div 2^\circ$ -on belüli szerelési eltéréseket.

Az ábrán ismertetett csapágytípusokon kívül még sokféle változat létezik, többsorosak, speciális kialakításúak, egyéb beálló típusú csapágyak, csoportosított kialakításúak, SKF-CARB stb. Ezek tárgyalása a jelen könyv kereteit meghaladja.

11.2. Gördülőcsapágyak teherbírása

A teherbírési számítások Palmgren és Lundberg tudományos kutatásain alapulnak. Ezek szerint a csapágyak teherbírását statikus és dinamikus felfogásban lehet definiálni.

Statikus teherbírás. Ez az álló helyzetben lévő vagy kis fordulatszámmal működő csapágyakra vonatkozik.

A csapágy C_0 statikus teherbírása az a terhelés, amelynek hatására a gördülőpályán megjelenő maximális alakváltozás a gördülőelem átmérőjének 0,0001-szerese.

A statikus határterhelés értéke a csapágy üzemmódjától függ:

$$C_0 = S_0 P_0, \quad (11.1)$$

ahol S_0 a statikus biztonsági tényező, melynek értékei a következők lehetnek:

$S_0 = 0,8 \div 1$ – szokványos igénybevétel esetén;

$S_0 = 1,5 \div 2$ – lökésszerű terhelésre;

$S_0 = 2$ – nagy futáspontosság-igény esetében.

Radiális és axiális csapágyak esetében P_0 értéke a csapágyra ható radiális, illetve axiális erővel egyenlő.

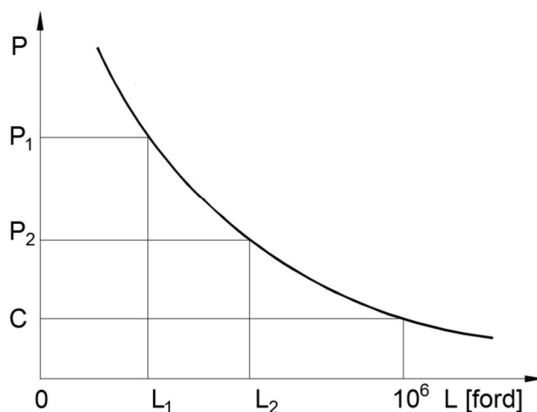
Ha azonban a csapágyra F_r radiális erő és F_a axiális erő hat az álló helyzetben vagy kis fordulatszámmal működő csapágyakra, akkor a P_0 egyenértékű terheléssel számolunk.

$$P_0 = x_0 F_r + y_0 F_a \quad (11.2)$$

Az x_0 és y_0 tényezők a hatásvonal és a tengelyre húzott merőleges által bezárt szögtől függenek. Ezek értékei a csapágykatalógusokban megtalálhatók.

Csapágyak dinamikus terhelése – élettartam

A csapágyak működésénél a legfontosabb tényező az élettartam. Általában élettartam alatt a megtett teljes fordulatok számát értjük, addig a pillanatig, amíg a gördülőpályán vagy a gördülőtesteken megjelennek az első fáradási jelenségek (repedések, gödrösödés stb.). Az azonos körülmények (terheléstípus, fordulatszám, beépítési rendszer) között működő csapágyak esetében az élettartam az igénybevétel értékével politrop módon változik (117. ábra).



117. ábra. Csapágyak terhelés-élettartam görbéje

Az elvégzett kísérletek alapján megállapítható az egyes terhelések (P_i) mellett elért fordulatszámok (L_i) között az alábbi összefüggés:

$$P_1 L_1^{\frac{1}{p}} = P_2 L_2^{\frac{1}{p}} = \dots = C L^{\frac{1}{p}}, \quad (11.3)$$

ahol:

L – a millió fordulatban kifejezett fordulatszám

C – Newtonban megadott terhelésérték, melyet a radiális terheléssel terhelt csapágy millió fordulat esetén károsodás nélkül elvisel. Ennek értéke minden csapágyra meg van adva a katalógusokban vagy szabványokban.

Általában:

$$P L^{\frac{1}{p}} = C, \quad \text{vagy} \quad L = (C/P)^p, \quad (11.4)$$

ahol p az élettartam tényező:

$p = 3$ – golyóscsapágyaknál,

$p = 10/3$ – görgőscsapágyaknál.

A fenti élettartamképletben P az egyenértékű terhelés, amely tiszta radiális terhelésnél egyenlő a csapágyra ható radiális erővel, tiszta axiális terhelésnél pedig egyenlő a csapágyra ható axiális erővel.

A radiális-axiális csapágyaknál, amelyeknél F_r radiális és F_a axiális terhelés egyszerre hat, az egyenértékű dinamikus terhelés

$$P = xF_r + yF_a \quad (11.5)$$

Az x és y értékek csapágykatalógusokban vagy a szabványokban találhatók meg az F_a/F_r és az e tényező függvényében.

Élettartam alatt azt a fordulatszámot vagy időt értjük, amelyet azonos feltételek mellett dolgozó csapágysokaság 90%-a elért vagy túllépett anélkül, hogy bármilyen csapágy felület kifáradása bekövetkezett volna, ugyanakkor a csapágysokaság 10%-ánál már korábban kifáradási hibák jelennek meg. Ezért az élettartamot L_{10} -el szokás jelölni.

Tehát:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (11.6)$$

Ha az élettartamot órákban fejezzük ki, akkor:

$$L_{10} = \frac{L_{10h} 60n}{10^6} \rightarrow L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} \left(\frac{C}{p} \right)^p \quad (11.7)$$

Járművekben, mobil gépekben millió kilométerben (L_{km}) adják meg az élettartamot, a futókerékátmérő D [m] függvényében:

$$L_{km} = \frac{LD\pi}{10^3} \quad (11.8)$$

11.3. Csapágyhézag

Csapágyhézagnak azt a méretet nevezzük, amely mellett egy csapágygyűrű axiális vagy radiális irányba a másikkal szemben egy határértékről egy másik határértékre elállítható, eltolható, anélkül, hogy a gyűrűk és a gördülőelemek közötti érintkezésnél rugalmas alakváltozás jönne létre. A csapágy működése szempontjából elsősorban a radiális csapágyhézag van jelentősége. Általános szabály, hogy a működés alatt felmelegedett gördülőcsapágyak hézaga nulla vagy néhány mikrométer legyen.

A nem szétszedhető csapágyak esetében a radiális hézagon kívül még gyártási, szerelési és üzemi hézag is létezik.

A szétszedhető csapágyak szerelési és üzemi hézaggal is rendelkeznek, a gyártási hézagot pedig csak a csapágy típusától függően értelmezhetjük. Így, egy hengergörgős csapágy esetében csak radiális irányú gyártási hézag értelmezhető, kúp-görgős csapágy esetében pedig sem radiális, sem axiális [34].

A gördülőcsapágyak különböző gyártási hézaggal kerülnek forgalomba. Az alap-kivitelű csapágyak, amelyek gyártási hézagait szabványok írják elő, *normál hézagúak* (a csapágy jelölésénél ezt nem is tüntetik fel). Az esetenként különböző beépítési és üzemi feltételek miatt a normál hézagú csapágyak mellett kisebb, azaz *szűkített hézagú* (jele C2 és C1) és nagyobb, azaz *bővített hézagú* (jele C3, C4 és C5) csapágyakat is készítenek.

A szabványos csapágyhézagok mellett létezik R-rel jelölt, nem szabványos radiális és A-val jelölt, nem szabványos axiális csapágyhézag.

Az adott gyártási hézaggal rendelkező gördülőcsapágy hézaga a beszerelése után a gyűrűk illesztése miatt lecsökken és szerelési hézaggá alakul, amely a csapágműködés során az üzemi hőmérséklet növekedése miatt tovább csökken, ekkor

beáll az üzemi hézag. Ennek értékének az optimális csapágyélettartam érdekében nullának vagy akár negatívnak, azaz kismértékben előfeszítettnek kell lennie.

Az optimális üzemi hézag, figyelembe véve a csapágyillesztési előírásokat, valamint a működési körülményeket, csak ettől különböző gyártási hézagból kiindulva valósulhat meg.

A csapágygyűrűk átmeneti vagy szorító illesztéssel való szerelése miatt a csapágyhézag minden esetben csökken. A csapágygyűrűk illesztésével a csapágyak megfelelő működését biztosíthatjuk az adott csapágyazási helyen (gyűrűvándorlási, axiális eltolhatósági és szerelhetőségi szempontok), mellyel a csapágy üzemi hézagának közel 0-nak kell lennie [34].

11.4. Kúpgörgős csapágyazások

A ferde hatásvonalú csapágyak lehetővé teszik e típusú csapágyak tetszőleges párosítású, egymás melletti beépítését.

A radiális-axiális csapágyak esetében a radiális terhelések mellett, ha nincs is jelen külső axiális terhelés, egy belső axiális erő is megjelenik. Ez az erő, amely a gördülőtesteknek a gördülópályára ferdén gyakorolt terheléséből ered, igyekszik a gördülőtesteket eltávolítani a gördülópályákról. Ezért ezek kiegyenlítése elengedhetetlen, a gyakorlatban a radiális-axiális csapágyak párban való szerelésével biztosítható.

Két típusú, párban való szerelés ismert: az O és az X típusú elrendezés.

Az O típusú elrendezésnél a hatásvonalak a csapágy tengelyét két, egymástól távol eső pontban (a hatáspontban) metszik. A csapágyazás merev (szögelfordulást nem enged meg), és mindkét irányba ható axiális erő mellett hajlítónyomatékkal is terhelhető.

Az X típusú elrendezés esetén a hatáspontok közelebb vannak egymáshoz. A csapágyazás kevésbé merev, mint az O elrendezésnél, és nyomaték felvételére nem alkalmas.

11.4.1. „O” elrendezésben szerelt kúpgörgős csapágyazások

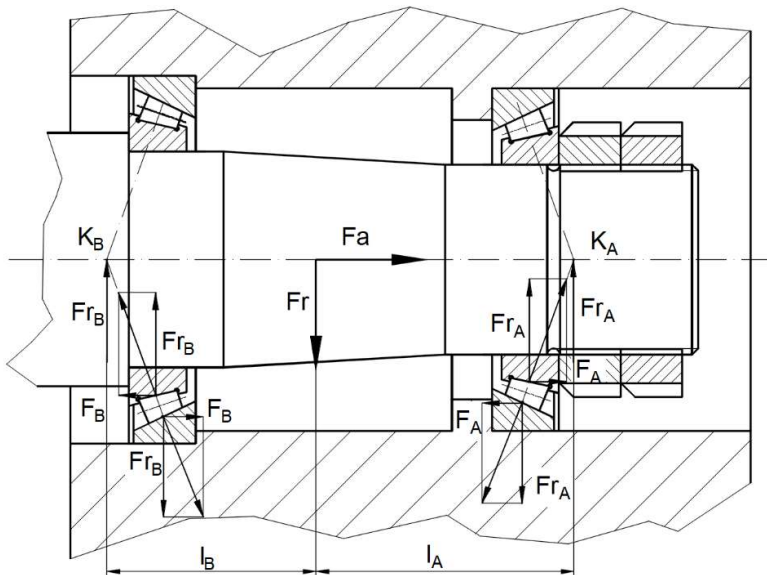
A 118. ábrán látható csapágyelrendezés nagy radiális és axiális terhelések átvételére alkalmazható. Nevét a hatásvonalak O betűt formázó alakjáról kapta.

A K_A és K_B pontok a csapágyak hatáspontjai. Látható, hogy a szerelésben a kényszererők közötti távolság nagyobb, mint a csapágyak gördülőtesteinek középpontjai közti távolság. Emiatt az O elrendezésű szerelés tengelyirányú helykorlátozások esetén alkalmazható.

A szöghajtóművek vagy járművek keréktengelyeinek kúpgörgős ágyazását gyakran a kúpgörgős csapágyak O elrendezésével oldják meg. Az elrendezés fő jellemzője a nagy szögmerevség, vagyis a csapágytávolsághoz képest nagyobb támasztási erőközéppont-távolság. Az axiális és radiális csapágyhézag beállítása például csapágyanyával történhet.

A szerelésben, mint bármilyen típusú radiális-axiális csapágyakkal megvalósított szerelésben, a forgástengelyre merőleges erők felbomlanak a gördülőpályákra merőleges irányra is, így ezeknek belső axiális összetevőjük is lesz, amelyek a (11.9) összefüggésekkel számíthatók.

$$F_B = \frac{0,5 Fr_B}{y_B} \text{ és } F_A = \frac{0,5 Fr_A}{y_A} \quad (11.9)$$



118. ábra. O elrendezésű kúpgörgős csapágyazás

A tengelyirányra merőleges irányban megjelennek a $\mathbf{Fr}_A$ és $\mathbf{Fr}_B$ reakcióerők, amelyek a (11.10) összefüggéssel számíthatók ki.

$$Fr_B = Fr \frac{l_A}{l_A + l_B} \text{ és } Fr_A = Fr \frac{l_B}{l_A + l_B} \quad (11.10)$$

Ha $F_A > F_B$, akkor a két erő eredője és az összes axiális erő eredője balról jobb irányba mutat.

Ebben az esetben az A csapágyra ható axiális erő:

$$Fa_A = F_A = \frac{0,5 Fr_A}{y_A} \quad (11.11)$$

Illetve a B csapágyra ható axiális erő:

$$Fa_B = F_B + Fa + F_A - F_B = Fa + \frac{0,5 Fr_A}{y_A} \quad (11.12)$$

Az A csapágyat terhelő erő:

$$P_A = x_A Fr_A + y_A Fa_A \quad (11.13)$$

Az A csapágy órákban kifejezett élettartama pedig a (11.14) összefüggéssel számítható:

$$L_{10hA} = \left(\frac{C_A}{P_A} \right)^{\frac{10}{3}} \frac{10^6}{60n} \quad (11.14)$$

A B csapágy terhelése és élettartama a (11.15) és (11.16) összefüggésekkel számítható:

$$P_B = x_B Fr_B + y_B Fa_B \quad (11.15)$$

$$L_{10hB} = \left(\frac{C_B}{P_B} \right)^{\frac{10}{3}} \frac{10^6}{60n} \quad (11.16)$$

Abban az esetben, amikor $F_A = F_B$, az A és B csapágyakra ható axiális erők értékei a (11.17) és (11.18) összefüggésekkel számíthatók:

$$Fa_A = F_A = \frac{0,5 Fr_A}{y_B} \quad (11.17)$$

$$Fa_B = Fa + F_B = Fa + \frac{0,5 Fr_B}{y_B} \quad (11.18)$$

A terhelőerők és a csapágyak élettartama az előző esetben használt képletekkel számíthatók.

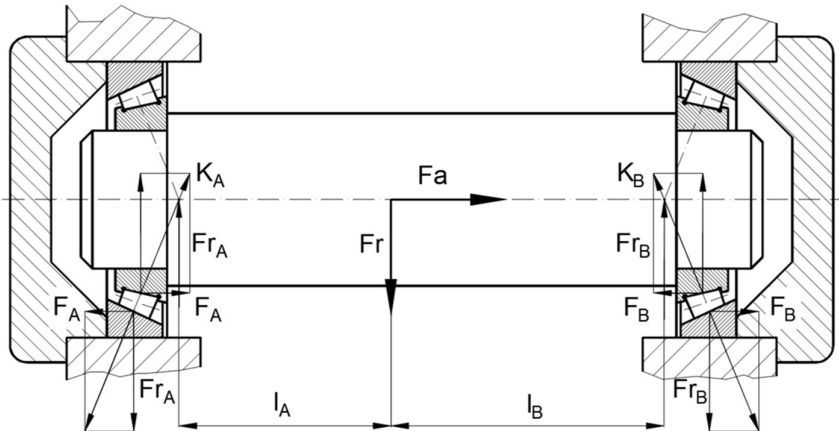
Ha $F_A < F_B$, akkor a két erő eredője jobbról balra, illetve az összes axiális erő eredője balról jobbra mutat. Az A és B csapágyakra ható erők ebben az esetben a (11.19) és (11.20) összefüggésekkel számíthatók:

$$Fa_A = F_A = \frac{0,5 Fr_A}{y_A} \quad (11.19)$$

$$Fa_B = F_B + Fa - (F_B - F_A) = Fa + \frac{0,5 Fr_A}{y_A} \quad (11.20)$$

11.4.2. „X” elrendezésben szerelt kúpörgőcsapágyazások

Az ilyen típusú csapágyszerelés nevét a hatásvonalak X betűt formázó alakjáról kapta (119. ábra).



119. ábra. X párosítású kúpgörgős csapágyazás

Használata olyan szerelésekben javasolt, ahol nincsenek tengelyirányú méretkorlátok. Jelentős radiális és axiális terhelések átvételére alkalmas. Kis szögmerevségű ágyazást biztosít, itt a csapágytávolsághoz képest kisebb a támasztási erőközpontok távolsága.

A csapágyak játékának beállítása, hézagoló lemezek segítségével, a külső gyűrű csapágyfedőhöz képest való elmozdításával történik.

Az X elrendezés csak rövid tengelyek, elhanyagolható hőkiterjedés mellett és a megengedett, hajlításból eredő alakváltozások esetén használható.

A radiális irányú reakcióerők értékei a (11.21) összefüggéssel számíthatók ki:

$$Fr_A = \frac{Fr l_B}{l_A + l_B} \quad Fr_B = \frac{Fr l_A}{l_A + l_B} \quad (11.21)$$

A radiális **Fr** terhelésből ebben az esetben is axiális reakcióerők is születnek, amelyek értékei a (11.22) képletekkel számíthatók:

$$F_A = \frac{0,5 Fr_A}{\gamma_A} \quad \text{és} \quad F_B = \frac{0,5}{\gamma_B} \quad (11.22)$$

Abban az esetben, ha $F_A > F_B$ (119. ábra), a két reakcióerő eredője és az összes axiális erő eredője balról jobbra mutat.

Az *A* csapágyra ható axiális erő:

$$Fa_A = F_A = \frac{0,5 Fr_A}{\gamma_A} \quad (11.23)$$

Illetve a *B* csapágyra ható axiális erő estén az **Fa** axiális erő hatását is figyelembe vesszük a (11.24) összefüggés alapján:

$$Fa_B = F_B + Fa + F_A - F_B = Fa - F_A \quad (11.24)$$

A két csapágyra eső terhelést és a csapágyak órákban kifejezett élettartamát a (11.25) és (11.26) összefüggésekkel számolhatjuk:

$$P_A = x_A F r_A + y_A F a_A ; \quad L_{10hA} = \left(\frac{C_A}{P_A} \right)^{\frac{10}{3}} \frac{10^6}{60n} \quad (11.25)$$

$$P_B = x_B F r_B + y_B F a_B ; \quad L_{10hB} = \left(\frac{C_B}{P_B} \right)^{\frac{10}{3}} \frac{10^6}{60n} \quad (11.26)$$

Abban az esetben, ha $F_A = F_B$, a csapágyakra ható axiális erők értékei:

$$F a_A = F_A \quad (11.27)$$

$$F a_B = F_B + F a \quad (11.28)$$

Ha $F_A < F_B$, akkor az axiális reakcióerők eredője jobbról balra, az összes axiális erő (**Fa** terhelési erővel együtt) iránya balról jobbra mutat.

Ebben az esetben az *A* és *B* csapágyakra ható axiális erők értékeit a (11.29) és a (11.30) összefüggések adják:

$$F a_A = F_A \quad (11.29)$$

$$F a_B = F_B + F a - (F_B - F_A) = F_A + F a \quad (11.30)$$

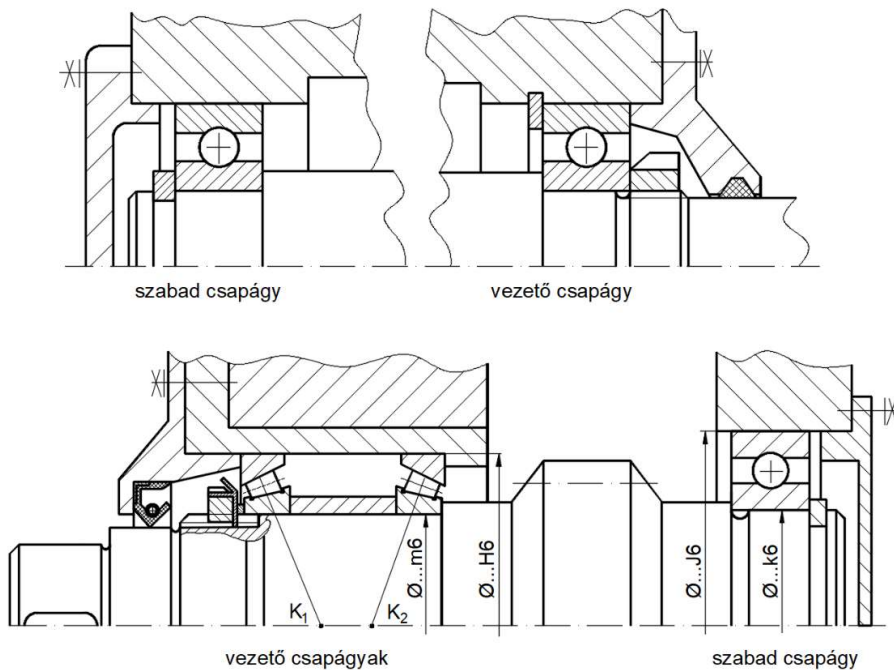
11.5. Nagy hosszúságú tengelyek csapágyazása

A hosszú tengely csapágyazása tipikusan egy vezetőcsapágyas beépítés (120. ábra). Jellegzetessége, hogy két vagy több csapágyazási hely esetén is csak az egyiket alakítjuk ki úgy, hogy az a tengely mindkét irányában a helyzet-meghatározását biztosítsa. A többi csapágyazás ún. szabad csapágyazás, amely csak radiális terheléseket vesz át, általában a külső gyűrű axiális terhelés hatására elmozdulhat. Erre azért van szükség, mivel a hőkiterjedés hatására axiális irányban a tengely megnyúlik, ha pedig mindkét csapágy axiális irányban meg lenne támasztva, nagy axiális terhelés keletkezne a csapágyazásban. Ezt úgynevezett dilatációs ágyazási helynek nevezi a szakirodalom.

A 120. ábra két, hosszú tengelyek csapágyszására alkalmazott szerelési megoldást szemléltet.

A felső ábra esetében a tengelyen csak radiális terhelés van, a vezető csapágysz egy soros mélyhornyú golyóscsapágysz. Külső gyűrűje a fedéllel és egy külső rugós rögzítőgyűrűvel van a házhoz csatolva, a belső gyűrű pedig a tengelyhez van rögzítve egy csapágyszával.

A bal oldalon található szabad csapágysz csak a tengelyhez van rögzítve, egy vállal és egy külső rugós rögzítőgyűrűvel. Ennek a külső gyűrűje axiálisan elmozdulhat az üzemi hőmérséklet elérésével létrejövő hőtágulásnak köszönhető tengelymegnyúlást követően. A kúpgörgős csapágysz biztosítja a tengely önbeálló helyzetét.



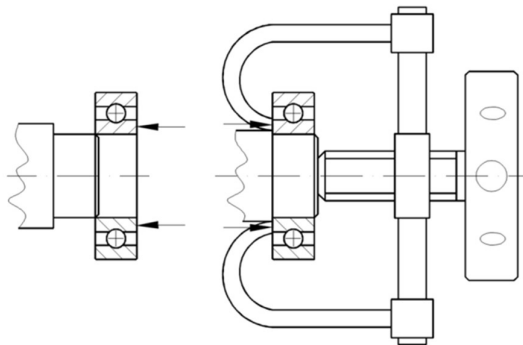
120. ábra. Nagy hosszúságú tengelyek csapágyszása

11.6. Szerkezeti megjegyzések a csapágyak beszereléséről és használatáról

A csapágyakat a tengelyre és a házban egyaránt illesztéssel szerelik. Az illesztést a terhelés függvényében lehet megválasztani. Általában átmeneti illesztéseket alkalmazunk. Mivel a csapágy méretei adottak, mindig a tengelyt vagy a házban lévő lyukat kell kialakítani úgy, hogy egy megfelelő játék vagy szorítás jelenjen meg.

A csapágytűrések értékeit az ISO illesztési rendszernek megfelelően kell meghatározni. A normál pontossághoz IT6 pontossági osztályt, általában a furattűrésnél K6-ot, palásttűrésnél h6-ot alkalmaznak. A tengelycsap tűrésfokozatai: g...r (leggyakrabban k), és pontossága IT5, IT6. A házfurat (külső gyűrűt befogadó furat) tűrései F...P (J és K a leggyakoribb) és pontosság IT6, IT7.

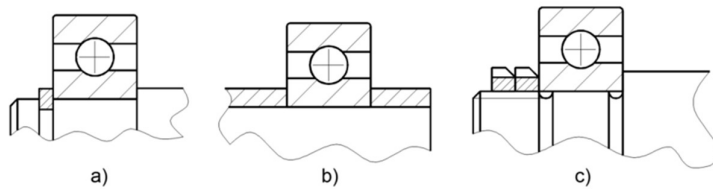
A csapágy tengelyre való szerelését melegítéssel vagy préseléssel lehet végezni. A melegítés általában olajban történik (80+90)°C -ra.



121. ábra. Gördülőcsapágyak fel- és leszerelése

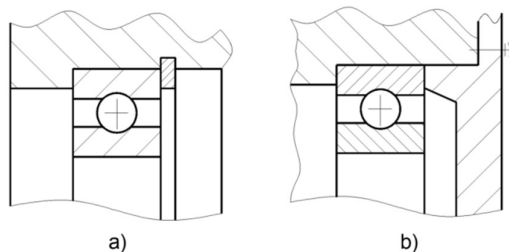
A préselő- vagy lehúzóerőt soha nem szabad a gördülőttesteken keresztül továbbítani az illesztett felülethez. Tengelyre való szerelés esetén mindig a belső gyűrűt terheljük, furatba való szerelés esetén pedig a külső gyűrűre kell nyomó- vagy húzóerővel hatni. A csapágyak leszereléséhez lehúzó prést kell alkalmazni (121. ábra).

A csapágyak rögzítését a tengelyre a 122. ábrán látható megoldásokkal lehet megvalósítani.



122. ábra. Csapágyak rögzítése a tengelyre: **a)** rögzítőgyűrűvel, **b)** persellyel, **c)** hornyos csapáganyával

A csapágyak rögzítése a házban a 123. ábrán látható megoldásokban lehetséges.



123. ábra. Csapágyak rögzítése a házban: **a)** rögzítőgyűrűvel, **b)** fedéllel

11.7. A csapágyak kenése

A csapágyak kenőanyag megválasztásánál figyelembe venni:

- a működési fordulatszámot,
- a csapágyméretet,
- a csapágyterhelést,
- a csapágy működési hőmérsékletét,
- a lehetséges szennyeződések,
- egyéb konstrukciós szempontokat.

Gördülőcsapágyak kenésénél leggyakrabban zsírkenést használnak. A kenőzsírok alapolaj és egyéb adalékok által alkotott, félfolyékony vagy szilárd szuszpenziók. Az alapolaj általában ásványolaj vagy szintetikus olaj lehet. Sűrítőszerként általában kalcium-, nátriumszappanokat használnak.

A kenőzsírokba különböző adalékokat is tesznek, így például:

- nyomásálló adalékkal a kenőanyag teherbíróképessége növelhető,
- a rozsdásodásgátló szerrel a fémszerkezetek védhetők,
- antioxidáns adalékokkal magas hőmérsékleten is stabilizálódik a kenőzsír vegyi összetétele.

Nagy fordulatszám esetén olajkenést alkalmaznak. Ugyancsak olajkenést alkalmaznak magas üzemi hőmérsékletnél, kis súrlódáscsökkentés miatt és olyan szerkezeteknél, ahol más gépelemek is kenést igényelnek.

A csapágyazások olajkenési megoldásai a következők:

- olajfürdő,
- merülő,
- olajködös – forgó elemeken elhelyezett szórótárcsákkal megvalósítva,
- keringetőkörös.

A gördülőcsapágyak leggyakrabban alkalmazott kenőolajai az ásványi olajok. Legelterjedtebbek az erősen finomított paraffinolajok.

Szintetikus olajokat ritkábban alkalmaznak, de túl alacsony és magas üzemi hőmérsékletnél, nagy terhelések esetén nélkülözhetetlenek.

A kenőolajok tulajdonságait adalékokkal javítják. Leggyakrabban oxidációt gátló, rozsdásodást gátló, habzást gátló, kopást csökkentő, nyomásállóságot növelő adalékokkal gyártják az olajokat.

Azokban az esetekben, ha a fordulatszám és a csapágy méretei kielégítik az alábbi feltételt, általában zsírkenést alkalmaznak:

$$nd_m < 0,5 \cdot 10^6, \quad (11.31)$$

ahol

$$d_m = \frac{D + d}{2} \quad (11.32)$$

Különleges zsírok esetén:

$$nd_m < 1,3 \cdot 10^6 \quad (11.33)$$

A csapágyaknál az olajsínt a legalsó gördülőtest közepéig érhet. Ugyanakkor hiba a gyártó által előírt olajmennyiség meghaladása, ebben az esetben is a gördülőcsapágy korai károsodása következhet be.

A modern kenőanyag-adagoló megoldások közé tartozó gázpatronos vagy rugós kenés igen pontossá és teljesen automatizált műveletté tette a csapágyak kenését (124. ábra).



124. ábra. Modern, automatizált gördülőcsapágykenő berendezések

11.8. Csapágytömítések

A tömítéseknek védeniük kell a csapágyakat a szennyeződésektől, és ugyanakkor meg kell akadályozni a kenőanyag eltávozását. A tömítések beépítése egyszerű, és a súrlódási veszteségük kicsi kell hogy legyen. A tömítések két csoportban foglalhatók össze:

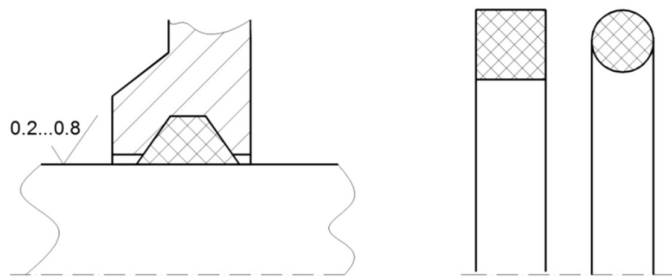
- érintkező felületekkel történő tömítés,
- nem érintkező felületekkel történő tömítés.

Érintkező felületeken levő tömítések

Nemeztömítés

A nemeztömítés zsírkenéshez, $t < 100^{\circ}\text{C}$ üzemi hőmérsékletig alkalmazható (125. ábra). Általában gumigyűrű segítségével valósítják meg. Ezek keresztmetszete igen változatos, az egyszerű négyyszög, kör, trapéz alaktól a legbonyolultabb és egyedi geometriai alakzatú keresztmetszetekig.

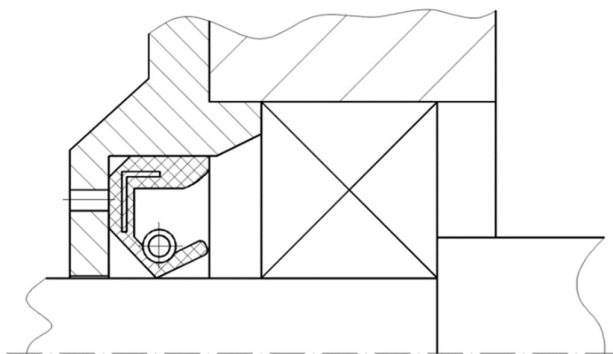
Alkalmazásának határát a forgó alkatrész kerületi sebessége szabja meg: $V \leq (2,5 \dots 4) \frac{m}{s}$.



125. ábra. Nemeztömítés különböző keresztmetszetű gumigyűrűkkel

Rugós tömítőgyűrű

A súrlódó tömítések korszerű változata a karmantyús tömítés, zsír- és olajkenés esetén egyaránt használható (126. ábra).



126. ábra. Tömítés rugós gumi tömítőgyűrűvel (karmantyús tömítés)

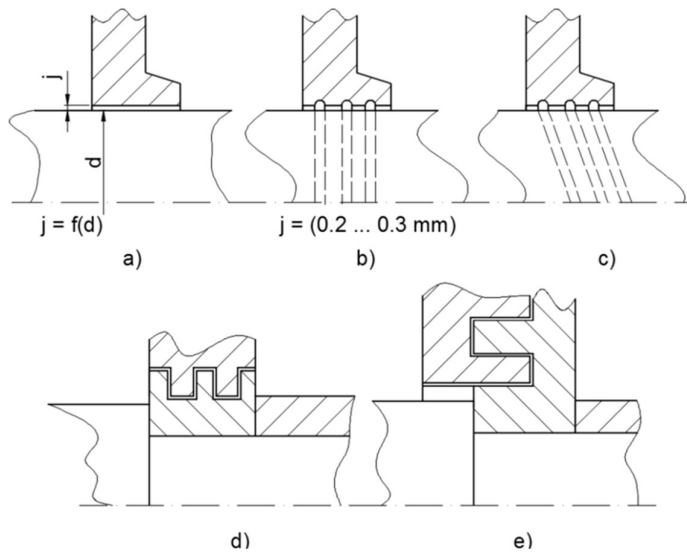
Alkalmazási területének a tengely kerületi sebessége szab határt:

$$V \leq (7 \dots 10) \frac{m}{s}; \quad p \leq 3 \frac{N}{mm^2}$$

$$V \leq 0,4 \frac{m}{s}; \quad p \leq 30 \frac{N}{mm^2}$$

Nem érintkező felületeken lévő tömítések

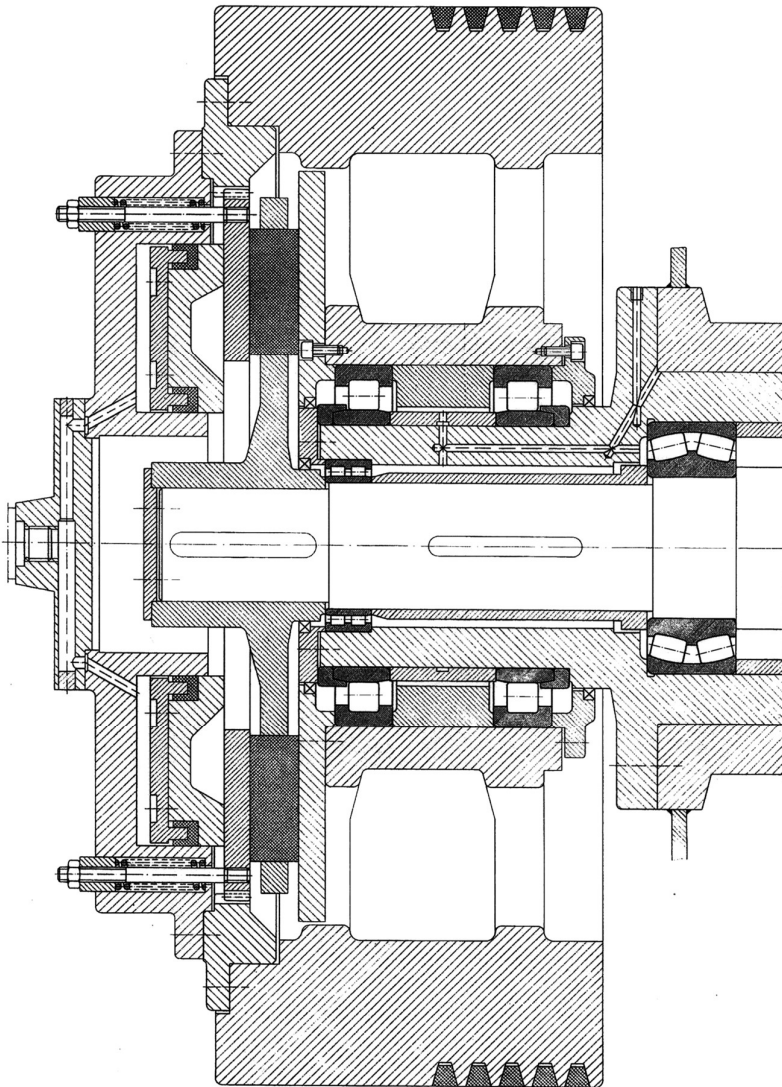
A nem érintkező felületeken levő tömítések csak zsírkenés esetén alkalmazhatók, ezek típusai a 127. ábrán láthatók.



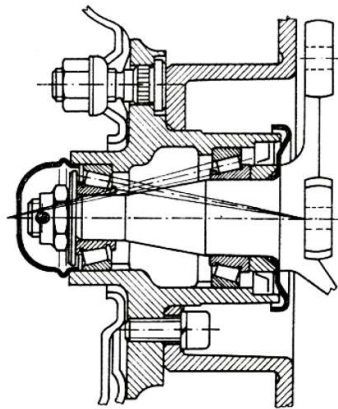
127. ábra. Nem érintkező felületeken lévő tömítések: **a)** réstömítés, **b)** zsírhornys, **c)** zsírhornys visszahordó menettel, **d)** axiális labirintustömítés, **e)** radiális labirintustömítés

Sok esetben a tömítési feladatok megoldására az érintkező felületeken levő tömítéseket a nem érintkező tömítésekkel lehet kombinálni, és ezáltal megakadályozható a szennyeződések behatolása és a kenőanyag-veszteség.

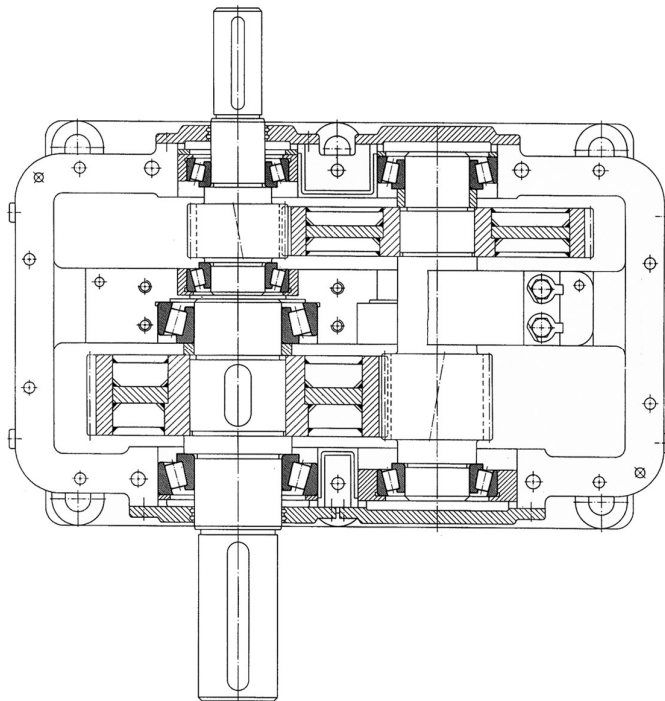
11.8. Példák gördülőcsapágyszerelésekre



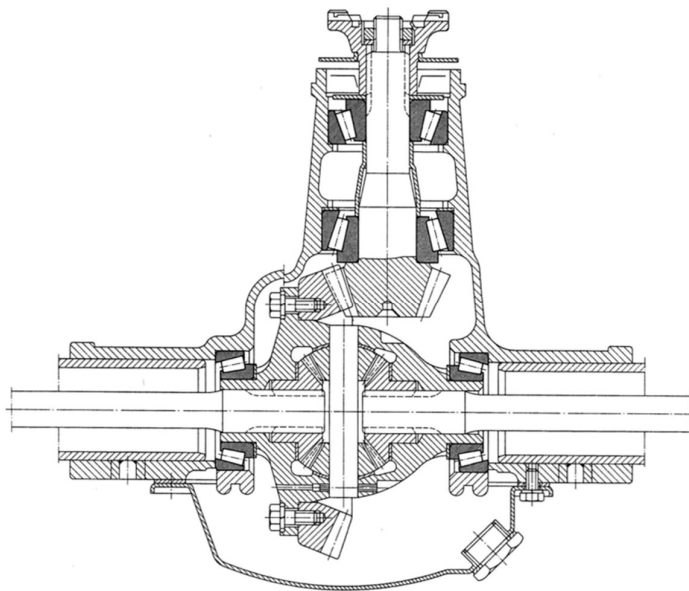
128. ábra. Karosszéiaprés hajtókereke



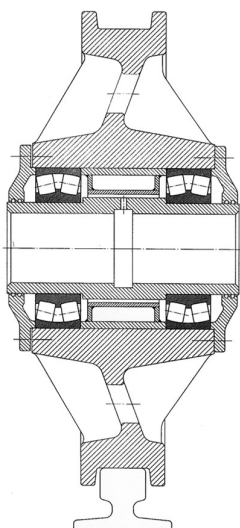
129. ábra. Gépjárműkerék tengelyének csapágызása



130. ábra. Kétlépcsős hengereskerék-hajtás



131. ábra. Differenciál-hajtómű



132. ábra. Emelőgép futókereke

12. Siklócsapágyak

A siklócsapágyak esetében az elmozduló felületek között folyadéksúrlódási feltételeknek kell megjelenniük. Ezért a felületek között teherbíró kenőanyagfilm kell hogy kialakuljon. Ennek létesítésére általában két változat létezik: hidrodinamikus alapon kialakuló, illetve hidrosztatikus alapon kialakuló teherbíró kenőanyagfilm.

A folyadéksúrlódással működő csapágyak előnyei a következők:

- felépítésük egyszerű és sok helyen alkalmazhatók;
- a kenőanyagréteg jó rezgés- és zajcsillapító;
- nem érzékenyek a lökésekre és a rázkódásokra;
- jó kenés esetén szinte korlátlan élettartamúak.

A folyadéksúrlódással működő csapágyak hátrányai a következők:

- az elhasznált kenőanyag-mennyiség eléggé magas;
- a csúszófelületek pontossága magas és felületi érdessége finom kell legyen, ami növeli a gyártási költségeket.

A siklócsapágyak főbb jellemzői a következők:

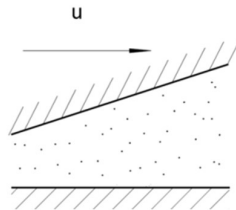
- a súrlódási viszony erősen üzemviszonyfüggő (fordulatszám, terhelés, kenőanyag, forgásirány stb.);
- csak kismértékben szabványosítottak, főleg egyedi tervezésűek;
- kenőanyagra, kenési módra érzékenyek;
- az üzemeltetéshez szükséges csapágyhézag miatt a tengely kevésbé jól vezetett, ezért egyidejű nagymértékű radiális és axiális terhelést nem képesek felvenni;
- dinamikus hatásokra kevésbé érzékenyek;
- nagyon kis és nagyon nagy méreteknél előnyösen alkalmazhatók;
- szilárd (finom) szennyeződésekre kevésbé érzékenyek;
- csendes, rezgésmentes üzeműek [18].

12.1 Hidrodinamikus csapágyak

12.1.1. Hidrodinamikus siklócsapágyak kenéselmélete

A siklócsapágy-elemek súrlódó felületei egymáshoz való elmozdulásuk közben magukkal viszik a felületükhöz tapadó kenőolajat a csapágy hordozófelületei közé. Ha a hordozófelületek mozgása olyan irányú, hogy a kenőanyagot szűkülő térbe kényszeríti (ékhátas, 133. ábra), ott nyomás keletkezik, ami a többlet kenőanyagot

kinyomja, miközben felveszi a csapágyra ható terhelést. Ennek alapján a tengely csapjára ható hidrodinamikai nyomás eredőjének nagysága egyenlő a csapágyterheléssel. Habár ez egy egyszerű folyamat, de elméleti vizsgálata komoly nehézségekbe ütközik, mert a terhelésből kiindulva a kenőfilm vastagsága közvetlenül nem határozható meg. A csap terhelését a kenőfilmben kialakuló nyomás veszi fel, de a nyomás nagysága és eloszlása a súrlódó felületen a kenőfilmben kialakuló áramlásoktól, többek között az azt meghatározó kenőrés alakjától és vastagságától függ.



133. ábra. Ékhatás folyadéksúrlódás esetén

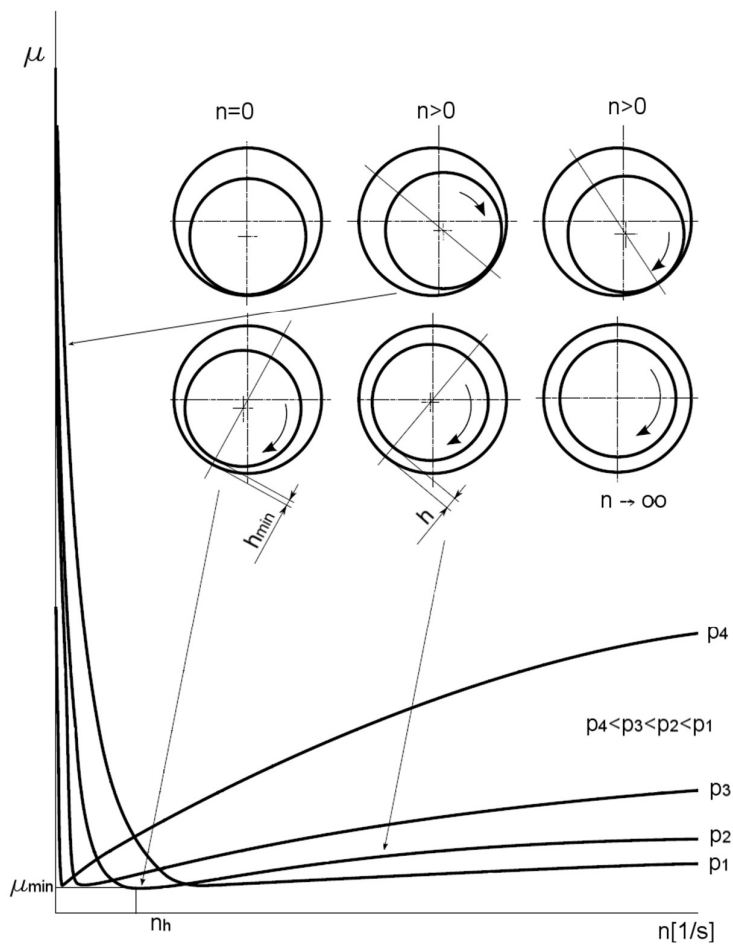
Először Beauchamp Tower angol mérnök mutatta ki vasúti kocsí siklócsapágyaiban a hidrodinamikai nyomás kialakulását 1883-ban, és feltárta a hidrodinamikai kenés alapvető jellemzőit:

- elegendő mennyiségű kenőanyagot kell a csapágy terheletlen részén bevezetni;
- a terhelt felület folytonosságát nem szabad megszakítani;
- a súrlódási ellenállás a sebesség növelésével először csökken, majd növekszik.

A következő években sokan foglalkoztak és oldották meg a hidrodinamikai kenés alapegyenletét. Ezek közül Richard Stribeck nevéhez fűződik a Stribeck-féle diagram és súrlódás fogalma (1902).

A tengely a csapágyazásával tartósan, jól akkor üzemeltethető, ha a kapcsolódó elemek között ébredő súrlódást megfelelően lecsökkentjük.

Siklócsapágyaknál az elmozduló felületek közé bevezetett kenőanyaggal érhető el a súrlódáscsökkentés. A kenőanyagban, megfelelő csapágykialakítás esetén hidrodinamikai nyomás alakul ki. Ez a csap felületére felhajtóerőt fejt ki, és ezzel lebegésben tartja a csapot. Erre a jelenségre a Stribeck-féle kísérlet (134. ábra) ad magyarázatot. A kísérlet egy olajjal megkent, játékkal illesztett csap és csapágyban lezajló súrlódási jelenségeket vizsgálja.



134. ábra. A Stribeck diagram

Álló helyzetben vagy igen kis fordulatszámon a perselyben a csap fémes súrlódással érintkezik, kenőolaj a felületek között nem létezik.

Amint a csap forgásnak indul, elkezdődik a vegyes súrlódási állapot kialakulása.

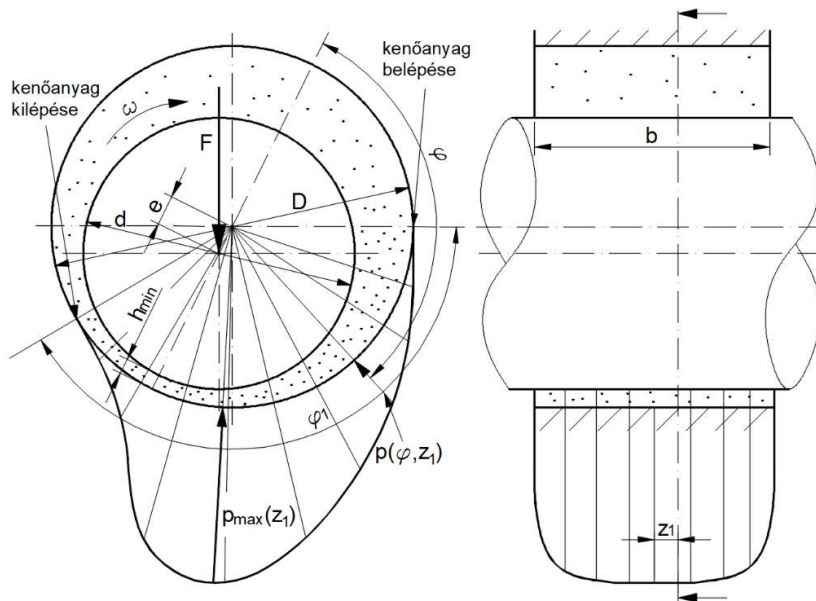
A fordulatszám további növelésével a két alkatrész szétválík, és kialakul a tiszta folyadéksúrlódás. A szétválás pillanatának megfelelő fordulatszámot kritikus- vagy határ-fordulatszámunk nevezzük. A határ-fordulatszám a hidrodinamikussiklócsapágyak működésének alapvető feltétele. Ebben az állapotban a súrlódási tényező értéke öntöttvas perselynél $\mu = 0,0035$, fehérém bélésűnél pedig $\mu = 0,0017$.

A tengely a folyadéksúrlódás kialakulásával áthelyeződik a persely szimmetriasíkjára, vagyis a forgásirányban excentrikusan helyezkedik el. A persely és a csap között ekkor jelentkezik a legkisebb csapágyrész, a h_{min} résméret. A növekvő fordulatszámon az excentricitás csökken, olyannyira, hogy elméletileg a csap koncentrikusan helyezkedik el a perselyben.

A fordulatszám további növelésével a résméret a h értékre növekedik, a súrlódási együttható is emelkedik, addig, amíg igen nagy fordulatszámnál a csap beáll koncentrikusan a csapágygal, ekkor a súrlódási együttható már változatlan.

A határfordulatszám (n_h) eléréséig a rendszer vegyes súrlódással működik, a határfordulatszám elérése után pedig folyadéksúrlódással.

A folyadéksúrlódás beállása után a hidrodinamikus siklócsapágyat egy sajátos hidrodinamikai nyomáseloszlás jellemzi (135. ábra).



135. ábra. A nyomáseloszlás a kenőrésben

A bal oldali ábrán megfigyelhető, hogy a kenőanyagban a nyomás a belépési és kilépési pontok között (φ_1 szög) elér egy maximum értéket (p_{max}), amely nem a legkisebb h_{min} résnél alakul ki, és értéke függ a metszet z_1 helyzetparaméterétől, ami a persely közepétől a szelvényig, tengelyirányban mért távolság. A nyomásgörbe tetyszögleges φ szögpozíciójában p nyomás van, amely egyértelműen a φ szög és a z_1 pozíció függvénye.

A jobb oldali ábrán pedig megfigyelhető, hogy a nyomásgörbe értékei változnak a z_1 távolság függvényében, maximális értékeket elérve a perselyhossz középmet-szetében.

A hidrodinamikus radiális siklócsapágyaknál a következő jelöléseket használjuk:

- csapágyszélesség: b
- perselyátmérő: D
- csapátmérő: d
- az átlagos csapágynyomás:

$$p_m = \frac{F}{bd} \quad (12.1)$$

- játék:

$$\Delta = D - d \quad (12.2)$$

- relatív játék:

$$\Psi = \frac{\Delta}{d} = \frac{D - d}{d} \approx \frac{D - d}{D} \quad (12.3)$$

- relatív excentricitás:

$$\varepsilon = \frac{e}{\frac{\Delta}{2}} = \frac{2e}{\Delta} \quad (12.4)$$

- radiális játék:

$$\delta = R - r \quad (12.5)$$

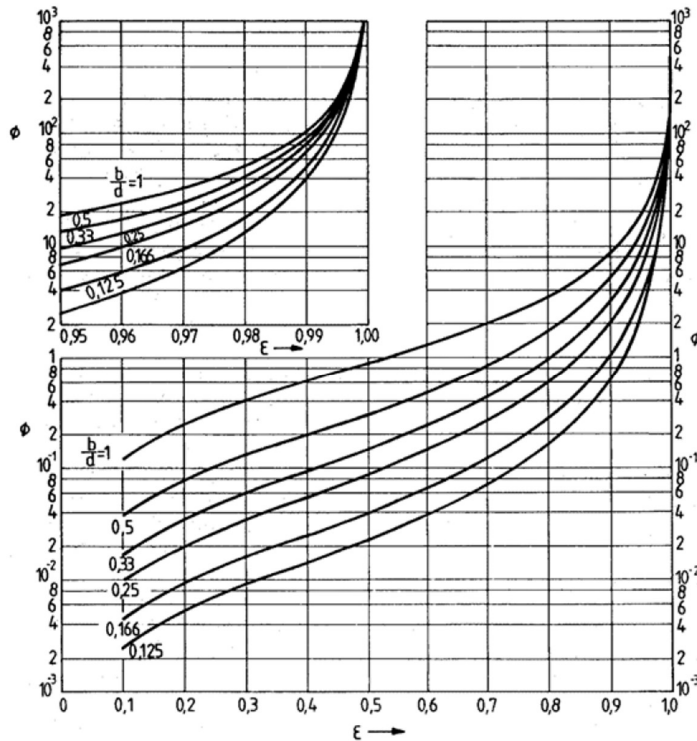
12.1.2. Hidrodinamikus siklócsapágyak teherbírása

A csapágyban lévő vékony kenőanyagréteg kielégíti a linearitás Reynolds-féle feltételét:

$$Re = \frac{\delta u \Delta}{2\eta} \leq 41,3 \sqrt{\frac{D}{\Delta}} \quad (12.6)$$

Ebben az áramlási állapotban a csapágy terhelése kifejezhető a csapágy méretétől független, Φ dimenzió nélküli terhelési számmal (amit a szakirodalom gyakran S -sel vagy S_F -vel jelöl és Sommerfeld-számnak nevez):

$$\Phi = S = \frac{p_m \Psi^2}{\eta \omega} = \frac{F \Delta^2}{\eta \omega b d} \left(\varepsilon, \frac{b}{d}, \varphi_1 \right) \quad (12.7)$$



136. ábra. A csapágyjellemző szám változása az ε és $\frac{b}{d}$ függvényében

A 136. ábrán egy grafikon látható, amely a csapágyjellemző számot (Φ) ábrázolja az excentricitás és b/d arány függvényében.

A csapágyjellemző szám függ a φ_1 szögtől is. Az olajbevezetés helye és az erőhatás iránya meghatározza, hogy mekkora területre terjed ki az olajnyomás a csapágypersely kerülete mentén. A gyakorlatban legtöbbször a teljesen körülzárt (360°-os) és a félig körülzárt (180°-os) csapágyperselyeket használják, és azokra adják

meg a csapágyjellemző számok értékét. Az olajbevezetés helye a teljesen körülzárt csapágyakban rendszerint a csapágy terheletlen felének közepén van, félhenger kialakítású perselyeknél pedig a csapágyerőre merőlegesen. Nagy terheléstartományban nincs jelentős különbség a teljesen és a félig körülzárt csapágy teherbírása között, ezért a gyakorlati számításokban rendszerint a teljesen körülzárt csapágyak jellemzőit használják fel.

A 136. ábrán látható értékek a gyakorlatban csak részben vannak alkalmazva. Kis excentricitástartományban ($\varepsilon < 0,5$) már kis terhelésváltozás is jelentős értékű csapelmozdulással jár, ami lengéseket idézhet elő és csökkenti a futáspontosságot. A szakirodalomban található adatok alapján a relatív excentricitásra 0,6-nál nagyobb értéket tanácsos venni, mivel a kisebb relatív excentricitás csak instabil működést enged meg.

A csapágy teherbírása a relatív excentricitás növekedésével progresszíven növekszik. Nagy terhelésű csapágyaknál a csapágyjellemzőszám nagy, illetve a kis terhelésűeknél kicsi. A mérnöki gyakorlatban $1 < \Phi = S < 10$. A szakirodalomban és tervezési segédletekben a táblázatokat és diagramokat erre a tartományra állították össze.

Ha a nagy terhelésű csapágyak terhelése közel állandó és excentricitásuk nagy, akkor stabilan futnak. Ezt olyan tengelyek csapágyazásánál, ahol futáspontosság vagy nagy merevség szükséges, rendszerint több hordozófelülettel ellátott siklócsapágyak beépítésével oldják meg. Ezen csapágyaknál a csap körül a kerület mentén egyenletesen elhelyezett, kis szöget bezáró csapágyszegmensek vannak, ezek mindegyikében hidrodinamikai erőhatás jön létre. Ezek eredői egymással szembe vannak irányítva, ennél fogva előfeszítik a csapágyat, ezért ez lényegesen merevebb lesz, mint a hengeres radiális csapágy.

12.1.3. A súrlódási tényező a siklócsapágyban

Folyadéksúrlódási állapotban a súrlódást az áramló folyadékrétegek között fellépő nyírófeszültség okozza. Amint az előzőekben is kijelentettük, Newton törvénye szerint a laminárisan áramló viszkózus folyadékban az egyes folyadékrétegek között keletkező nyírófeszültség a sebességgradienssel arányos (10.1).

Ennek alapján a súrlódási erő a kenőanyagrétegben a következőképpen írható fel:

$$F_s = \tau A = \tau \pi db = \eta \frac{du}{dy} \pi db = \eta \frac{u}{h} \pi db \quad (12.8)$$

vagyis:

$$F_s = \eta \frac{u}{h} \pi db \quad (12.9)$$

Innen kifejezve a súrlódási tényezőt kapjuk, hogy:

$$\mu = \frac{F_s}{F} = \frac{\eta \frac{u}{h} \pi db}{p_m b d} = \frac{\eta u \pi}{p_m h} = \frac{\eta \omega \frac{d}{2} \pi}{p_m \frac{d}{2}} \quad (12.10)$$

A számítások elvégzése után a súrlódási tényező alakja a következő lesz:

$$\mu = \frac{\eta \omega \pi}{p_m \frac{d}{2}} = \frac{\eta \omega \pi}{p_m \Psi} \quad (12.11)$$

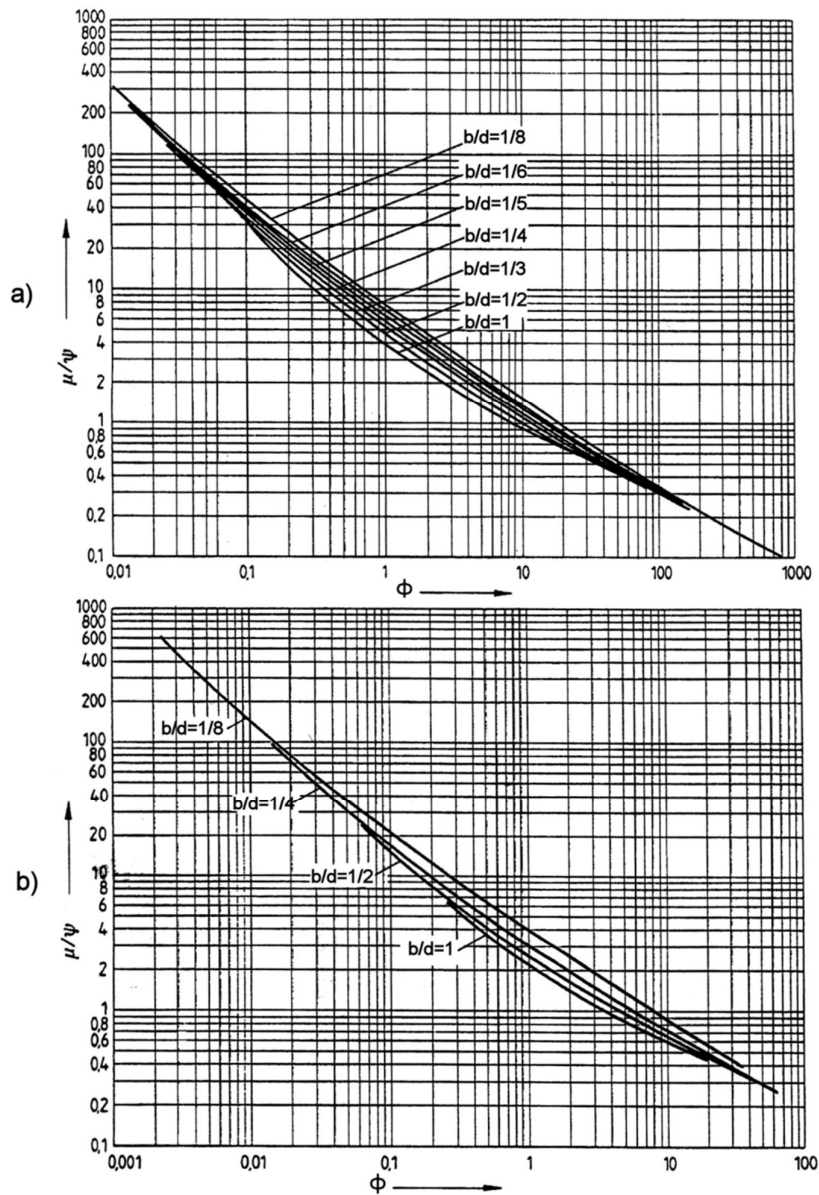
A szakirodalomban a súrlódási együttható és a relatív játék hányadosát használják legtöbbször a grafikonok és táblázatok összeállítására (137. ábra).

$$\frac{\mu}{\Psi} = \frac{\pi}{\frac{p_m \Psi^2}{\eta \omega}} \quad (12.12)$$

A szakirodalom ezt a dimenzió nélküli számot súrlódási együttható néven ismeri és C -vel jelöli. Amint a (12.13) összefüggésből látható, így a relatív súrlódási együtthatót, az ún. súrlódási számot a csapágyjellemző szám függvényében számíthatjuk ki, teljesen körülvárt csapágyak esetében:

$$C = \frac{\mu}{\Psi} = \frac{\pi}{\Phi} \quad (12.13)$$

A 137. ábrán egy grafikon látható, amely a súrlódási szám változását mutatja a terhelési szám és a b/d arány függvényében.



137. ábra. A sűrűlási tényező meghatározása a ϕ és b/d függvényében: a) $\varphi_1 = 180^\circ$,
b) $\varphi_1 = 360^\circ$

Mivel a csap a perselyben működés közben mindig excentrikusan helyezkedik el, a gyakorlatban kielégítő pontossággal számítható a súrlódási szám a következő összefüggésekkel:

$$\begin{aligned} \phi < 1, & \quad C = \frac{3}{\phi} \\ \phi = 1, & \quad C = 3 \\ \phi > 1, & \quad C = \frac{3}{\sqrt{\phi}} \end{aligned} \quad (12.14)$$

Kisebb körülfogási szögű csapágysúrlódási vesztesége kisebb. Ott a súrlódási tényező az adott átfogási szöghöz tartozó C súrlódási számok ismeretében határozható meg.

A több hordozófelületű csapágysúrlódási vesztesége az egyes szegmenseken kialakuló súrlódási veszteségek összege, ami, különösen kis terheléstartományban, mindig lényegesen nagyobb, mint az azonos súrlódó felületekkel rendelkező hengeres csapágyé.

12.1.4. A siklócsapágyak hőegyensúlyi egyenlete

Működés közben a súrlódás hatására a siklócsapágyban hő fejlődik, ami részben a környező levegőnek, részben a kenőolajnak adódik át. A fejlődő hőmennyiség kezdetben nagyobb, mint a leadott hő, ez pedig a csapágy hőmérsékletének növekedéséhez vezet. Adott pillanatban a leadott hő mennyisége a fejlődő hő mennyiségével egyenlővé válik. Ekkor a hőmérséklet állandósul. A súrlódási munka teljes egészében hővé alakul. Hőegyensúlyi állapotban, a csapágyban időegység alatt keletkező hőmennyiség egyik része a csapágy házán keresztül a környezetbe, míg a másik a kenőanyaggal távozik.

A környezetbe távozó sugárzó Q_1 hő mennyiségét a (12.15) összefüggéssel számíthatjuk:

$$Q_1 = \alpha_A A (t - t_0) \quad (12.15)$$

A kenőolajjal távozó Q_2 hő mennyisége a (12.16) összefüggéssel határozható meg:

$$Q_2 = cm(t_2 - t_1) \quad (12.16)$$

A hidrodinamikai siklócsapágy hőegyensúlyi egyenlete így:

$$\mu Fr\omega = Q_1 + Q_2 = \alpha_A A(t - t_0) + cm(t - t_1), \quad (12.17)$$

ahol:

α_A – a fajlagos hőátadási együttható a csapágyháztól a környező levegőre,

A – csapágy hőleadó (sugárzó) felülete,

c – a kenőolaj fajlagos hőkapacitása ($c = 1850 \text{ J/kgK}$),

m – a kenőolaj tömeghozama ($m = \rho Q$),

ρ – a kenőolaj sűrűsége ($\rho \approx 900 \text{ kg/m}^3$),

Q – az átfolyó kenőolaj térfogata (m^3),

t – a csapágy hőmérséklete,

t_0 – a környezet hőmérséklete,

t_1 – a kenőolaj hőmérséklete a rendszerbe való belépésekor.

Kisméretű és alacsony terhelésű csapágyak esetén a kenőolajjal távozó hő igen kicsi, ebben az esetben természetes hűtésről beszélünk. Ekkor a hőegyensúlyi egyenlet a következőképpen alakul:

$$\mu Fr\omega = \alpha_A A(t - t_0) \quad (12.18)$$

Innen kiszámítható a kenőolaj hőmérséklete:

$$t = \frac{\mu Fr\omega}{\alpha_A A} + t_0 \leq 80^\circ\text{C} \quad (12.19)$$

A (12.19) összefüggés a természetes hűtésű csapágyak maximális hőmérsékletét 80°C -ra határozza meg. Ha a számított hőmérséklet ennél nagyobb vagy egyenlő, szükség van a csapágy mesterséges hűtésére, a kenőolaj keringetésével és ezáltal folyamatos hőleadásra való kényszerítésével.

Az α_A fajlagos hőátadási együttható értéke a mindennapi gyakorlatban:

Nyugvó levegő ($W = 1 \div 2 \text{ m/s}$) esetén $\alpha_A = 19 \div 24 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$;

Erős légáramlásnál ($W = 2 \div 9 \text{ m/s}$) - $\alpha_A = 24 \div 43 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$;

Erős külső hűtés esetében ($W = 9 \div 20 \text{ m/s}$) $\alpha_A = 43 \div 61 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$.

ahol W a környező levegőréteg áramlási sebessége.

A csapágy sugárzó felülete pedig

$A = (5 \div 6)\pi db$ könnyű üzemű csapágyaknál,

$A = (6 \div 7)\pi db$ nagy tömegű csapágyaknál,

$A = (8 \div 9,5)\pi db$ nagyméretű gépállványra beépített csapágyaknál.

Általában a levegővel való hőátadási együttható számítható a levegő áramlási sebességéből:

$$\alpha_A = 7 + 12\sqrt{v} \quad (12.20)$$

Abban az esetben, ha a t hőmérséklet nem kisebb, mint 80°C , mesterséges hűtésű csapágyakat alkalmazunk.

Mesterséges hűtésű csapágyak hőegyensúlyi egyenlete:

$$\mu Fr \omega = c \rho Q (t - t_1) \quad (12.21)$$

Innen kifejezve az átáramló hűtő-kenőolaj térfogatát, a (12.22) összefüggést kapjuk:

$$Q = \frac{\mu Fr \omega}{c \rho (t - t_1)} \quad (12.22)$$

A (12.22) összefüggés alapján meghatározható az a szükséges hűtőolajhozam, amely szükséges, hogy a csapágy hőmérséklete ne emelkedjen $t^\circ\text{C}$ felé.

$$Q_{szük} = \frac{\mu Fr \omega}{c \rho (t - t_1)}$$

A mérnöki gyakorlatban általában:

$$t \leq 60^\circ\text{C}, \quad t_1 \approx 40^\circ\text{C}, \quad t - t_1 \approx 20^\circ\text{C}$$

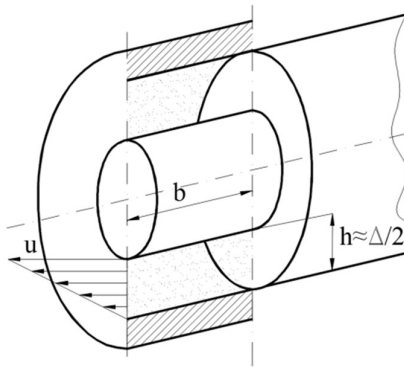
A csapágy geometriai méreteiből kiszámítható az átfolyó kenőolaj maximális hozama (138. ábra):

$$Q_{leh} = u_m b \frac{\Delta}{2} = \frac{1}{2} u b \frac{\Delta}{2} = \frac{1}{4} u b \Delta, \quad (12.23)$$

ahol:

u_m – az átáramló folyadék átlagsebesség,

u – a csap kerületi sebessége.



138. ábra. A csapágyrészen átáramló kenőolaj

Ha:

1. $Q_{szük} < Q_{leh} \rightarrow t - t_1$ kisebb, mint a kiszámított érték, ilyenkor a csapágy működőképes;
2. $Q_{szük} > Q_{leh} \rightarrow$ a csapágy nem működőképes. Ilyenkor meg kell növelni a játékot a csapágyban vagy az olaj viszkozitását kell csökkenteni.

12.1.5. Hidrodinamikus siklócsapágyak méretezése

A hidrodinamikus kenésű siklócsapágyak méretezésekor az a cél, hogy a csapágy geometriai méreteit, működési paramétereit és a kenőanyag jellemzőit úgy számítsuk ki, hogy a kialakuló kenőfilm elegendően vastag legyen a tiszta folyadéksűrűlódási állapot megbízható, folyamatos fenntartásához, minimális vastagsága pedig ne legyen kisebb a csapágyelemek rugalmas alakváltozása, felületi érdessége és a működés megbízhatóságát szavatoló biztonsági tényező által meghatározott minimális értéknél.

A méretezés a geometriai méretek kiszámításával kezdődik, ahol gyakorlati tapasztalatok alapján felvett átlagos felületi terhelésből és geometriai arányokból indulnak ki. Ezt követően a terhelési szám, a súrlódási szám és az olajfogyasztási számok segítségével számítjuk ki a kenőolaj szükséges viszkozitását, a súrlódási veszteséget, a kenőanyag mennyiségét és a csapágy hőegyensúlyát. A hőmérséklet és a viszkozitás ismeretében választjuk ki az adott követelményeket kielégítő kenőanyag viszkozitás csoportját, majd a kenéssel szemben támasztott követelmények szerint a kenőanyag minőségét.

A relatív játék nagyságát tapasztalati képlettel lehet meghatározni:

$$\psi = 0,8 \times 10^{-3} z^4 \sqrt[4]{u}, \quad \text{ahol } u = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad (12.24)$$

Általában ha:

$$u = (3 \div 30) \frac{\text{m}}{\text{s}}, \quad \text{akkor } \psi = (1 \div 2) \text{‰} \quad (12.25)$$

$$u = (30 \div 150) \frac{\text{m}}{\text{s}}, \quad \psi = (2 \div 3) \text{‰} \quad (12.26)$$

A radiális játék mérete:

$$\delta = \psi r = \psi \frac{d}{2} \quad (12.27)$$

A relatív excentricitás a (12.28) összefüggéssel számítható:

$$\varepsilon \frac{e}{\delta} = \frac{\delta - h_{\min}}{\delta} = 1 - \frac{h_{\min}}{\psi r} \quad (12.28)$$

A minimális résméretet pedig a minimális kenőfilmréteg vastagságából kapjuk:

$$h_{\min} \geq 1,1 \cdot (R_{a1} + R_{a2}) \text{ [mm]} \quad (12.29)$$

Ismerve az ε és a $\frac{b}{d}$ értékeit és a persely teherbíró felületének szögét, amely lehet 360° , 180° , 120° , a 137. ábrához hasonló diagramokból meghatározható a Φ értéke.

A határfordulatszám is kiszámítható az ellenőrzések elvégzése érdekében:

$$n_h = \frac{\omega_\eta}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \frac{p_m \Psi^2}{\eta \Phi} \quad (12.30)$$

Biztonsági megfontolásokból a működési fordulatszám értéke mindig nagyobb, mint a határfordulatszámé (gyakorlatban legalább 3-szor):

$$\frac{n}{n_h} = \frac{n}{\frac{1}{2\pi} \frac{p_m \Psi^2}{\eta \cdot S_0}} = \frac{2\pi \eta \Phi}{p_m \Psi^2} n \geq 3 = S \quad (12.31)$$

Továbbá a már ismert adatok alapján kiszámítható folyadéksúrlódás eléréséhez szükséges kenőanyag minimális dinamikai viszkozitása:

$$\eta_{min} = \frac{1}{2\pi} \frac{p_m \Psi^2}{\Phi n} \quad (12.32)$$

Innen pedig az S biztonsági együttható alapján megállapított fordulatszámhoz szükséges dinamikai viszkozitás értékét számíthatjuk ki a (12.33) összefüggéssel:

$$\eta \geq \frac{1}{2\pi} \frac{p_m \Psi^2}{\Phi n} S \quad (12.33)$$

A relatív játék értéke a hőtágulás miatt hőmérsékletfüggő, értéke a szerelési hőmérsékleten (20 °C-on):

$$\Psi_{20} = \Psi + \alpha(t - 20^\circ) \cdot 10^{-6}, \quad (12.34)$$

ahol:

α – a hőtágulási együttható, értéke anyagfüggő:

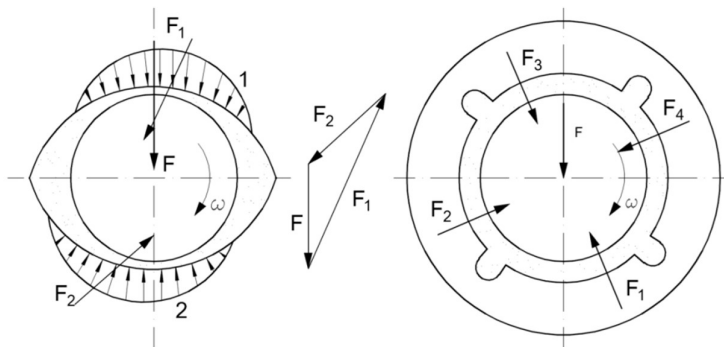
- bronzra $\alpha = 17,8 \mu\text{m}/\text{m} \cdot \text{K}$
- alumíniumra $\alpha = 23 \mu\text{m}/\text{m} \cdot \text{K}$
- rézre $\alpha = 17 \mu\text{m}/\text{m} \cdot \text{K}$
- sárgarézre $\alpha = 18,4 \mu\text{m}/\text{m} \cdot \text{K}$

t – a csapágy működési hőmérséklete

A dinamikusan változó terhelésű siklócsapágyak (pl. belsőégésű motor) méretezése bonyolultabb feladat, mert a terhelés és a szögsebesség időben változik, ami csaphelyzetváltozással jár, a tangenciális hatás mellett a kiszorító hatás is megjelenik (a súrlódó felületek közeledése kiszorítja a közöttük levő kenőanyagot, eközben nagyobb hidrodinamikai nyomást hoz létre, növelve a csapágy teherbírását).

A kis csapágyjáték biztosítása és a tengely lehető legjobb központosítása érdekében olyan csapágyakat fejlesztettek ki, amelyek kerülete mentén több szűkülő rész van és így több nyomáscsúcs alakulhat ki. Ezek a több hordozófelületű siklócsapágyak (139. ábra). Ezek a csapágyak általában bármely forgásirányban használhatók.

A több hordozófelületű csapágyak méretezése bonyolultabb, mint a statikus terhelésű hengeres csapágyaké. A geometriai méretek az előzőkhöz hasonlóan határozhatók meg, azzal a különbséggel, hogy a csapágy teherbírásának számításakor a hordozófelületen kialakuló összes felhajtóerőt figyelembe kell venni: a terhelőerőt az egyes hordozófelületeken kialakuló hidrodinamikai felhajtóerők vektoriális összege tartja egyensúlyban.



139. ábra. Több hordozófelületű siklócsapágy működési vázlata

Statikus terhelés esetén, ahol a terhelés iránya és nagysága nem változik, a csapágy adott erőirányhoz tartozó teherbírás-csapelmozdulás jelleggörbéje viszonylag könnyen számítható, és abból az adott terheléshez tartozó csaphelyzet és minimális kenőfilmvastagság megállapítható, a kenésállapot értékelhető. A súrlódási veszteség és a kenőanyag-szükséglet hordozófelületenként szintén számítható és összegezhető.

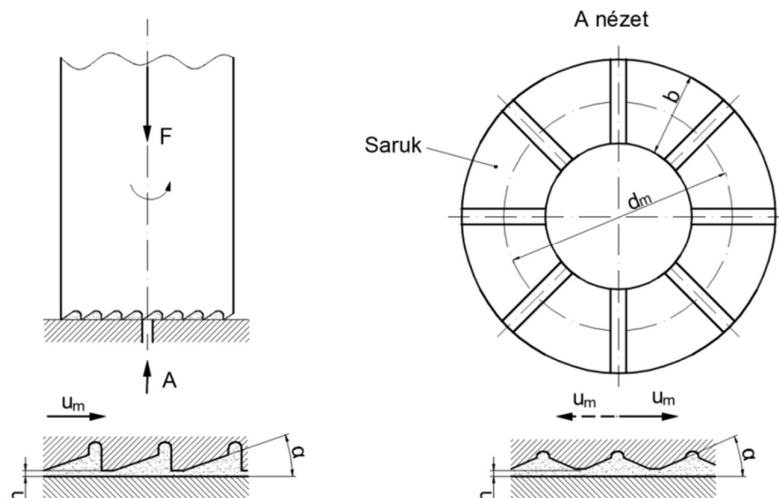
A dinamikus terhelésű, több hordozófelületű csapágyakban a minimális kenőfilmvastagság kiszámítása igen bonyolult és összetett feladat, mert mind az erőirány változása, mind a kiszorító hatás miatt a csapágy jelleggörbéje az idő függvényében

változik. Igen bonyolult feladat lenne ezek hatását a méretezéskor figyelembe venni, ezért az ilyen típusú siklócsapágyak méretezésére, a tervezéskor csupán tapasztalati adatok alapján számolnak.

12.1.6. Axiális hidrodinamikus siklócsapágyak

Axiális siklócsapágyat a tengelyek axiális irányú terheléseinek felvételére alkalmazunk. A tengelyekre ható axiális erőt rendszerint kör vagy körgyűrű alakú, sík támasztófelület veszi fel.

A hidrodinamikai felhajtóerő ilyen csapágyakban is kialakítható. Ebben az esetben is szükség van szűkülő részre, az egymáshoz relatívan elmozduló felületekhez viszkozus kenőanyag tapad, a csapágyelemek mozgása a kenőanyagot pedig a szűkülő részbe kényszeríti. A terhelés felvételére általában a támasztófelület mentén, körben egyenletesen elosztva több szűkülő rést (szegmenseket, sarukat) alakítanak ki (140. ábra).



140. ábra. Több hordozófelületű siklócsapágyak működési vázlata

A szűkülő réseket vagy belemunkálják a hordozófelületbe (merev saruk, 140. ábra), vagy különálló sarukat alakítanak ki, amelyeket úgy támasztanak alá, hogy működés közben elbillenhessenek (billenősaruk). A 141. ábrán egy nagy teljesítményű turbinákban és kompresszorokban használt billenősarús axiális csapágy fényképe látható.



141. ábra. Billenősaros axiális csapágy (www.uniprom.ro)

A 140. ábra bal oldali képén látható saruprofil esetén a tengely csak egy irányban forgatható, a jobb oldali saruprofil mindkét irányban forgó tengelyekhez használható.

Axiális siklócsapágyak esetében a sarukon létrejövő hidrodinamikai kényszererők összege ellensúlyozza az axiális terhelést. A saru jellemzői a hidrodinamikai kenésemélet alapján, a radiális csapágyaknál használt módszerhez hasonló módon határozhatók meg.

12.1.7. Siklócsapágy-anyagok

Hidrodinamikus kenésállapotban a csapágyelemeket folyamatos kenőfilm választja el egymástól, olyan folyadékréteg, amely megakadályozza a csapágyfelületek kopását. Indításkor és megálláskor azonban vegyes sűrűdési állapot alakul ki, szilárdtest-érintkezés is van, ezért olyan csapágyanyag-párosítást célszerű választani, amely az ebből eredő károsodásokat megakadályozza vagy jelentősen lecsökkenti. Az anyagpároknak a jó siklási tulajdonságok és a kopásállóság mellett további kedvező tulajdonságokkal is kell rendelkezniük. A csapágyanyagokkal szemben támasztott fontosabb követelmények a következők:

- nagy teherbírás (nagy nyomószilárdság, magas kifáradási határ),
- kedvező alakváltozási képesség,
- alacsony adhéziós és hegedési hajlam,
- korrózióállóság,
- kopásállóság,
- jó hővezető képesség,
- az, hogy kismértékben változtassa a térfogatát,
- jó nedvesítő képesség, kis felületi feszültség.

Olyan anyaggár (tengely és persely), amely ezeket a követelményeket mind kielégíti, nem létezik, ezért sokféle csapágyanyagot használnak, és azok közül igyekeznek a fenti szempontok alapján az adott esetben legalkalmasabbat megtalálni.

Az anyagok kiválasztásakor alapvető követelmény, hogy az egyik futófelület (a tengely) 3 ÷ 5-ször keményebb legyen, mint az ellenfelület (a persely). A tengely anyaga általában edzett vagy nitridált szénacélok és krómtartalmú acélok. Normalizált vagy nemesített acélok csak kis terhelésű csapágyakban használhatók.

A hidrodinamikus csapágyak perselyeinek, saruinak futófelületét rendszerint fehérfémekből (ón- vagy ólomalapú ötvözetek), rézötvözetekből (ón- vagy ólombronzok, különleges sárgarezek, alumíniumbronzok), alumíniumötvözetekből, öntöttvasakból vagy különleges csapágyfémekből készítik.

A csapágyperselyeket általában egy teherhordó perselyből és egy jó siklású tulajdonságú bélésanyagból készítik. A bélés nélküli perselyeknek (öntöttvas, bronz stb.) csak korlátozott alkalmazási területük van.

Vannak három rétegből készült csapágyperselyek is. A hordozópersely valamilyen szilárd anyagból készült (acél), a persely futófelülete fehérfém, és közöttük egy ólombronz vagy egy ehhez hasonló réteg helyezkedik el.

A fehérfémekből kis széntartalmú acél (ritkán öntöttvas vagy bronz) perselyekben és sarukon lágy futórétegeket alakítanak ki, önálló tömör elemeket nem. A bélésfém általában öntéssel (kézi öntéssel, precíziós öntéssel, centrifugál öntéssel) vagy fröccsentéssel viszik fel a hordozóperselyre.

A bélés anyaga:

- ólom és ón alapú ötvözetek (nagy terhelések és sebességek esetében alkalmazzák ezeket);
- ólomötvözetek (belsőégésű motoroknál alkalmazzák);
- alumíniumötvözetek (forgattyús mechanizmusoknál alkalmazzák).

Kevésbé igényes esetekben lehet csapágyperselyeket készíteni öntöttvasból is.

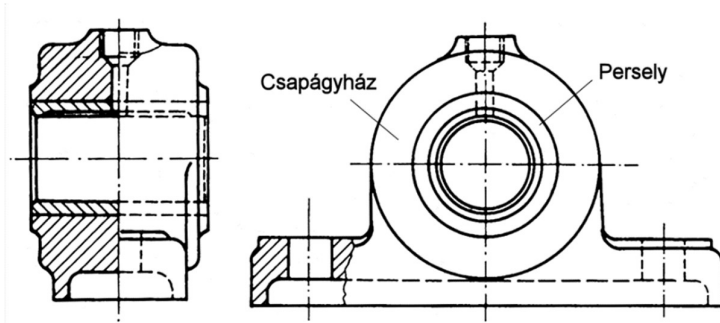
Textilgépeknél porkohászati úton gyártott csapágyperselyeket szokás alkalmazni. Ilyen csapágyperselyeket lehet alkalmazni az élelmiszeriparban is.

Csapágyperselyeket lehet készíteni akár műanyagból, fából, de gumiból is különleges esetekben.

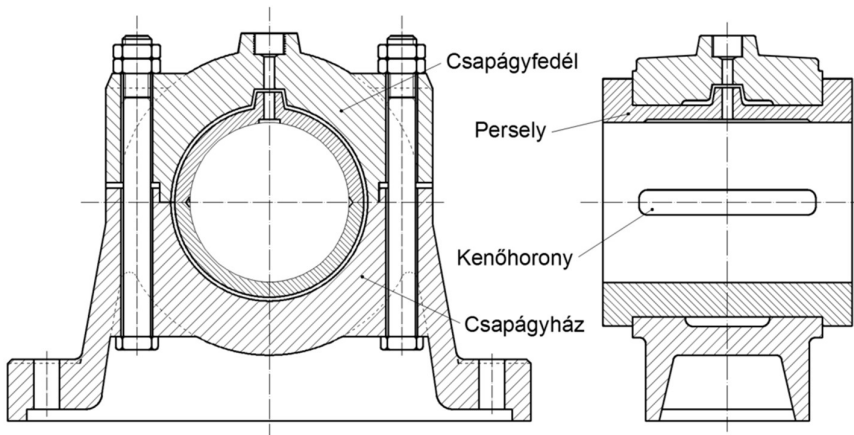
12.1.8. Hidrodinamikus csapágyak szerkezeti kialakításai

A siklócsapágyak szerkezeti kialakítása rendkívül változatos és attól függ, hogy mekkora a terhelés, milyen a szerelési lehetőség, a kenés, a hőelvezetés stb.

A tengelyvégre szerelhető radiális csapágyak rendszerint osztatlan kivitelben készülnek (142. ábra), a közbenső csaphoz csatlakozó csapágyakat osztani kell (143. ábra).

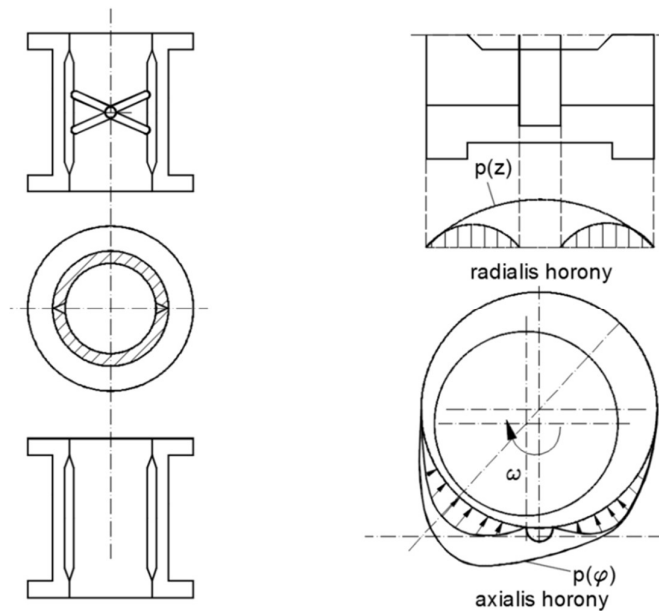


142. ábra. Osztatlan radiális siklócsapágy



143. ábra. Osztott radiális siklócsapágy

A siklócsapágyak szerelési kialakítását jelentős mértékben meghatározza a kenés módja. Az önálló csapágyházba épített siklócsapágyak kialakítása szakaszos kenéssel, csepegtető olajozással, filcpárnás kenéssel a legegyszerűbb, mert csak a kenőanyag bevezetéséhez és elosztásához szükséges furatokat és hornyokat kell kialakítani (144. ábra).



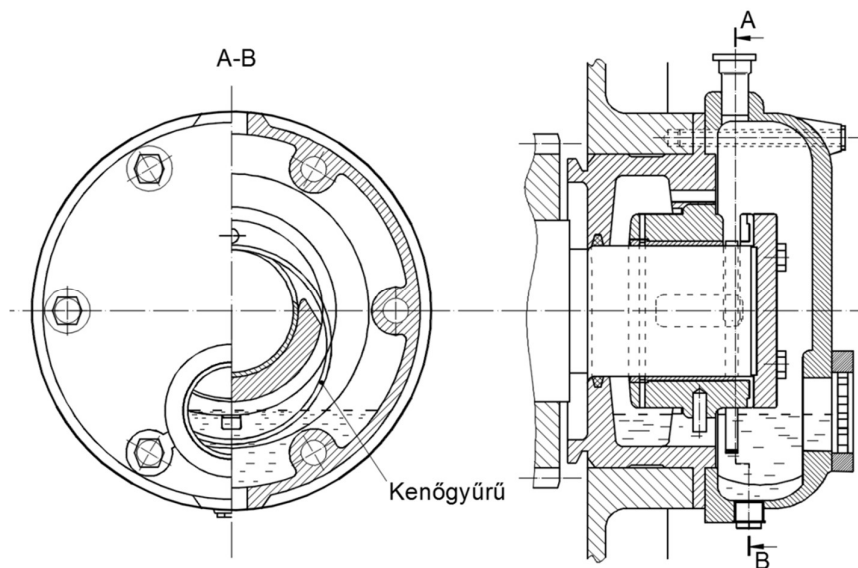
144. ábra. Hidrodinamikus siklócsapágyperselyek (balra); A hidrodinamikai nyomás változása axiális és radiális irányban (jobbra)

A kenéshez szükséges olajat kis fordulatszámú tengelyek esetén laza kenőgyűrű (145. ábra), nagyobb fordulatszámokon a tengelyre szerelt merev kenőgyűrű hordja fel a csapágyperselyhez a házban kialakított olajtérből. Forgás közben a kenőgyűrű az olajat magával viszi a tengely felső részére, és így biztosítja a kenési folyamatot működés közben.

A kenőanyag bevezetése mindig a csapágy tehetetlen részén történik. Ennek szétfolyására hosszanti kenőhornyokat kell kialakítani. Ha a terhelés függőleges irányú, a hornyok vízszintes síkban helyezkednek el.

A kenőanyag-bejuttatás szórótárcsával vagy más, olajba merülő mozgó elemmel is megoldható.

Nagy terhelésű és fordulatszámú csapágyakat szivattyús kenéssel kell hűteni. Ebben az esetben a kenőanyag be- és elvezetésére a csapházon megfelelő csatlakozásokat kell kialakítani.



145. ábra. Laza kenőgyűrűs kenésű siklócsapágy

Szivattyús kenés esetén is szükséges a csapágyház alsó részén egy olyan tér kialakítása, ahol a kifolyó olaj összegyűl és onnan visszavezethető.

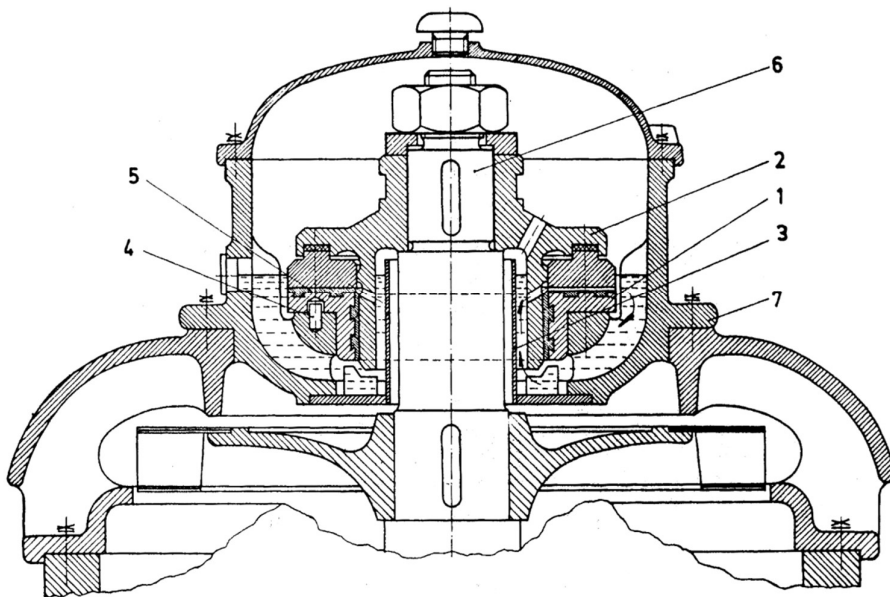
Alacsony fordulatszámok esetén kenésére csepegtető olajozót, kanócos olajozót vagy akár időszakos, kézi olajozást használnak.

A siklócsapágyak teherbírását a csapágyelemek helyzethibája is befolyásolja. A helyzethibák javítására készítenek rugalmas alakváltozással kompenzáló csapágyperselyeket és beállító siklócsapágyakat.

Szivattyús olajozáskor, a csapágyperselyben, az olaj áramlását lehetővé tevő, olajelosztó hornyokat kell kialakítani. Hidrodinamikus kenésű csapágy terhelt futófelületén azonban nem szabad hornyokat készíteni, mert az a kialakuló hidrodinamikai nyomást csökkenti, csökkentve a csapágy teherbírását.

A több hordozófelületű csapágyak esetén a hordozófelületeket vagy forgácsolással alakítják ki, vagy különálló szegmensekből rakják össze.

Hidrodinamikus csapágy is lehet radiális-axiális csapágy, ezek szerkezete természetesen bonyolultabb, amint az a 146. ábrán is látható.



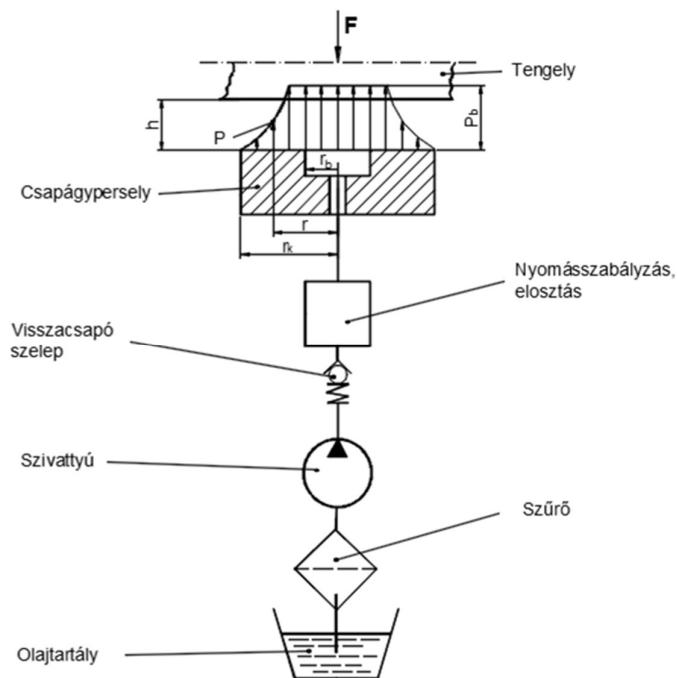
146. ábra. Radiális-axiális hidrodinamikus siklócsapágy: 1 – persely, 2 – csapágyház, 3 – cső, 4 – szeg, 5 – perselybélés, 6 – tengely, 7 – olajfürdő

12.2 Hidrosztatikus csapágyak

A hidrosztatikus siklócsapágyaknál a kenőanyagot nyomás alatt kell bevezetni a siklófelületek közé. Enne biztosítására egy hidraulikus rendszert kell kialakítani, amely növeli a csapágy előállítási költségeit (147. ábra).

Mivel a kenőanyag nyomás alatt van az olajrésbe vezetve, működésüket az üzemi feltételi paraméterek kevésbé befolyásolják, mint a többi csapágytípusét.

A hidrosztatikus csapágyakban a folyadéksúrlódási állapotot az a külső energia hozza létre, amely a kenőanyag-ellátó rendszert működteti, és a csapágyba megfelelő mennyiségű és nyomású kenőanyagot juttat. Ezért a hidrosztatikus csapágyak kenőanyaga a csapágyrésen csak nyomáskülönbség hatására áramlik át.



147. ábra. Hidrosztatikus siklócsapágy elvi vázlata

A hidrosztatikus csapágyak kenőanyaga általában kenőolaj vagy levegő (utóbbiakat aerosztatikus csapágyaknak nevezzük pontosabban).

Mivel a működésükhöz szükséges kenőanyag-ellátó rendszer költséges, ezért a hidrosztatikus csapágyak gazdaságosan csak ott használhatók, ahol ezt a költséget e csapágyak előnyei kompenzálják. Előnyösek, ahol:

- folyadéksúrlódásra van szükség, de a hidrodinamikai kenés feltételei nem teljesülnek;
- kis fordulatszámok esetén, ott, ahol nagyon kis súrlódás a követelmény;
- nagy pontosság esetén, amit más csapágytípus nem elégíthet ki;

A hidrosztatikus csapágyak súrlódó felületei nagyon változatos alakúra készíthetők: hengeres, kúp, gömb, sík stb.

A hidrosztatikus csapágyak majdnem minden esetben több hordozófelülettel készülnek a nagyobb merevség és a változó irányú és nagyságú terhelés felvétele érdekében. A hengeres radiális csapágyakban azonos méretű hordozófelületeket

alakítanak ki, amelyeket a kerületek mentén szimmetrikusan helyeznek el. Egy hordozófelületű csapágyakat, nagyon kis kivétellel, csak tengelyek axiális megtámasztására használnak.

12.2.1. Hidrosztatikus síklócsapágyak teljesítménymérlege

A 147. ábrán látható radiális hengeres csapágyban az olajnyomást, megfelelő hidraulikus körökön át, egy szivattyú biztosítja. A nyomás változását az r sugár függvényben a következő összefüggés írja le:

$$p = p_b \frac{\ln \frac{r_k}{r}}{\ln \frac{r_k}{r_b}} \quad (12.35)$$

A terhelés és a nyomás között levő egyensúlyból felírható, hogy:

$$F = \int_A p dA = \frac{\pi}{2} \frac{r_k^2 - r_b^2}{\ln \frac{r_k}{r_b}} p_b \quad (12.36)$$

A sugárirányú áramlásra felírt egyenletből meghatározható az olajtérfogat-áram:

$$Q = \frac{F h^3}{3\eta(r_k^2 - r_b^2)} \quad (12.37)$$

A (12.37) egyenletből felírható a szükséges szivattyúteljesítmény:

$$P_{sz} = Q p_b = \frac{2}{3\pi} \frac{F^2 h^3 \ln \left(\frac{r_k}{r_b} \right)}{\eta(r_k^2 - r_b^2)^2} \quad (12.38)$$

A csapágyban megjelenő súrlódási nyomaték:

$$M_s = \frac{\pi \eta \omega}{2} \frac{1}{h} (r_k^4 - r_b^4) \quad (12.39)$$

A súrlódási nyomatékból felírható a súrlódási teljesítmény (súrlódási veszteség teljesítménye):

$$P_s = M_s \omega = \frac{\pi \eta \omega^2}{2} (r_k^4 - r_b^4) \quad (12.40)$$

A rendszer összteljesítménye pedig:

$$P_{\dot{o}} = P_{sz} + P_s = \frac{2}{3\pi \eta} \frac{F^2 h^3 \ln \frac{r_k}{r_b}}{(r_k^2 - r_b^2)^2} + \frac{\pi \eta \omega^2}{2} (r_k^4 - r_b^4) \quad (12.41)$$

A hidrosztatikus csapágyakat mindig optimalizálni kell úgy, hogy az összteljesítmény minimális legyen. Ezt az optimalizálást a rés vagy a viszkozitás függvényében lehet elvégezni.

Hogy a hidrosztatikus csapágy optimálisan működjön, szükséges az L dimenzió nélküli csapágyjellemző szám értékének a kiszámítása:

$$L = \frac{F h^2}{\eta \omega r_k^4} \quad (12.42)$$

Az F , h , η , ω és r_k értékét úgy kell megválasztani, hogy $L = 2,35$ legyen. Általában ebben az esetben:

$$P_{sz} = P_s = 0,5 P_{\dot{o}}, \quad (12.43)$$

ahol $P_{\dot{o}} = 1,25 \cdot F h \omega$.

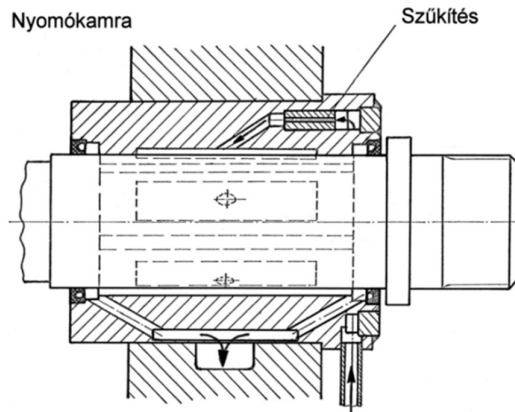
12.2.2. Hidrosztatikus csapágyak szerkezeti kialakítása

A hidrosztatikus csapágyak kialakítása rendkívül változatos, a műszaki élet szinte minden területén megtaláljuk őket. Használják hidrosztatikus csapágyakat nagy pontosságú szerszámgépek orsóinak és vezetékeinek ágyazására, dugattyús és fogaskerékes hidraulikus szivattyúkban, és a legkülönbözőbb motorok elemeinek csapágyazására. Előnyösen alkalmazhatók a nagyméretű forgórészek ágyazására is.

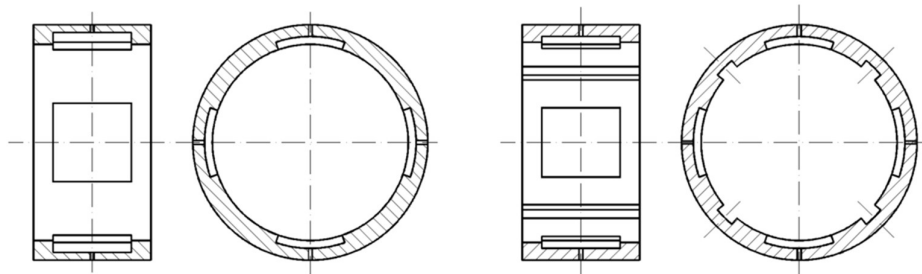
Gyakorlatilag nulla súrlódási veszteségük miatt használják a hidrosztatikus csapágyakat laboratóriumi vizsgáloberendezéseknél, pl. sikló- és gördülőcsapágy- vizs-

gálókban. A hidrosztatikus ágyazással készített csapágyházak alkalmasak a hidrodinamikus kenésű siklócsapágyak és a gördülő csapágyak súrlódási nyomatékának pontos mérésére.

A 148. ábrán radiális hidrosztatikus csapágyat láthatunk. Jól megfigyelhetők a nyomás alatt levő kenőanyag szállítására kialakított hidraulikus vezetékek és a nyomókamrák.



148. ábra. Radiális hidrosztatikus csapágy keresztmetszete



149. ábra. Radiális hidrosztatikus siklócsapágy perselyek

A 149. ábra hidrosztatikus radiális csapágyak perselyeinek kialakítását szemlélteti.

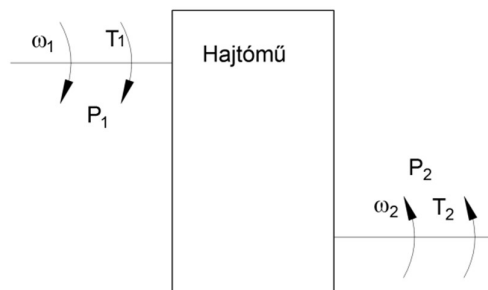
Egy hidrosztatikus axiális talpas csapágy felépítése a 150. ábrán látható.

13. Hajtóművek

A hajtóművek segítségével forgómozgásokat és forgatónyomatékokat lehet továbbítani különböző tengelyek között.

A mozgásátvitel lehetséges alakzárással – azaz a csúszás lehetőségének kizárásával – pl. fogaskerék-, fogasszíj- és láncajtásoknál, vagy erőzárással, például szíj- és dörzshajtásoknál.

A következőkben felvezetett összefüggések általánosan érvényesek és használhatók a gépszerkezetekben használt bármilyen típusú hajtóműre.



151. ábra. Hajtómű elvi vázlata

A 151. ábrán felvázolt általános hajtóműre felírható a bemeneti (P_1) és kimeneti (P_2) teljesítmény közötti összefüggés:

$$P_2 = \eta P_1, \quad (13.1)$$

ahol η a hajtómű hatásfoka.

A mechanikából és fizikából ismert összefüggések alapján a be- és kimeneti teljesítmények felírhatók a forgatónyomatékok és a szögsebességek alapján:

$$P_2 = T_2 \omega_2 \quad (13.2)$$

$$P_1 = T_1 \omega_1 \quad (13.3)$$

Behelyettesítve ezeket a (13.1) összefüggésbe kapjuk, hogy:

$$T_2 \omega_2 = \eta T_1 \omega_1 \quad (13.4)$$

Innen a kimeneti T_2 nyomatékot a

$$T_2 = \frac{\omega_1}{\omega_2} \eta T_1 = i_{12} \eta T_1 \quad (13.5)$$

képlettel számítjuk, ahol u_{12} a hajtás áttételi aránya:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (13.6)$$

Ha a mechanikából ismert T , P és ω közötti összefüggésbe a szögsebesség helyett a műszaki dokumentációkban használt $[\text{min}^{-1}]$ -ben (fordulat/perc) kifejezett fordulatszámot használjuk, akkor a műszaki tervezésben jó közelítéssel használható (13.7) – (13.9) összefüggéseket kapjuk:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{\frac{2\pi n}{60}} = \frac{30}{\pi} \frac{P}{n} \cong 9,55 \frac{P}{n} \quad (13.7)$$

P [W], n $[\text{min}^{-1}]$, T [Nm]

$$T = 9550 \frac{P_{kw}}{n} [\text{Nm}] \quad (13.8)$$

P_{kw} [kw], n [ford/perc]

$$T = 9550000 \frac{P_{kw}}{n} [\text{Nmm}] \quad (13.9)$$

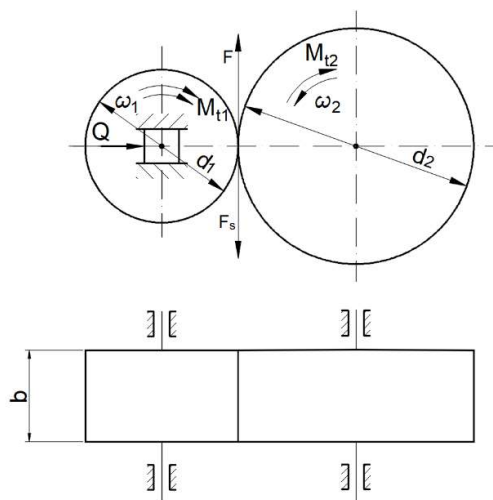
P_{kw} [kw], n [ford/perc]

14. Dörzskerék-hajtások

14.1. Állandó áttételű dörzskerék-hajtások

Azokat a hajtásokat, amelyekben a nyomaték továbbítását nem a hajtás elemeinek alakzáró kapcsolata biztosítja, hanem a közöttük fellépő súrlódás, dörzs- vagy erőzáró hajtásoknak nevezzük. Ezek a hajtástípusok, a hajtáselemek között fennálló csúszás miatt, pontos kinematikai áttétel megvalósítására nem alkalmasak.

Két párhuzamos helyzetű tengely között a teljesítmény átvitele két érintkező hengeres forgástesttel, súrlódás révén történik. A hajtás működéséhez egy megfelelő nagyságú Q összeszorító erő szükséges (152. ábra). Az átvitt nyomaték függ még az érintkező anyagpárra jellemző súrlódási tényezőtől. Az ilyen típusú dörzskerék-hajtás csak kis teljesítmény átvitelére alkalmas ($P < 1 \text{ kW}$).



152. ábra. Párhuzamos tengelyű hengeres dörzhajtás elvi vázlata

Ha a tárcsákat Q erővel összeszorítjuk, akkor a maximális átvihető kerületi erő a tapadási súrlódási erő lesz. Így a mozgást továbbító feltétel a következőképpen írható fel:

$$F_s > F \quad (14.1)$$

Kifejezve a súrlódási erőt a **Q** összenyomó erő és a súrlódási tényező függvényében és az **M_{t1}** nyomaték által adott **F** erőre, a veszteségek figyelembevételével, a következő összefüggés írható fel:

$$\mu Q \geq k \frac{2M_{t1}}{d_1} = kF; \quad k = 1,25 \div 1,8 \quad (14.2)$$

Itt k -val a csúszást figyelembe vevő biztonsági tényezőt jelöltük.

A (14.2) összefüggésből következik az **M_{t1}** nyomaték átviteléhez szükséges **Q** összeszorító erő:

$$Q \geq \frac{2kM_{t1}}{\mu d_1} = \frac{kF}{\mu} \quad (14.3)$$

A hajtás áttételi aránya felírható a hengerek átmérőjének függvényében:

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{(1 - \zeta)d_1} \quad (14.4)$$

A ζ tényező a dörzshajtásokra jellemző csúszást jelöli. Ez fejezi ki, hogy a geometriai és kinematikai áttétel mennyiben tér el egymástól.

A két henger érintkezése elméletileg vonal menti, tehát felírható a lineáris érintkezésre jellemző Hertz-féle feszültség:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{L_k \rho} \frac{1}{\pi \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right)}} \leq \sigma_{Hmeg} \quad (14.5)$$

A (14.5) képletben szereplő normálerőre és érintkezési hosszra jelen esetben a következő értékek írhatók elő:

$$F_n = Q; \quad L_k = b \quad (14.6)$$

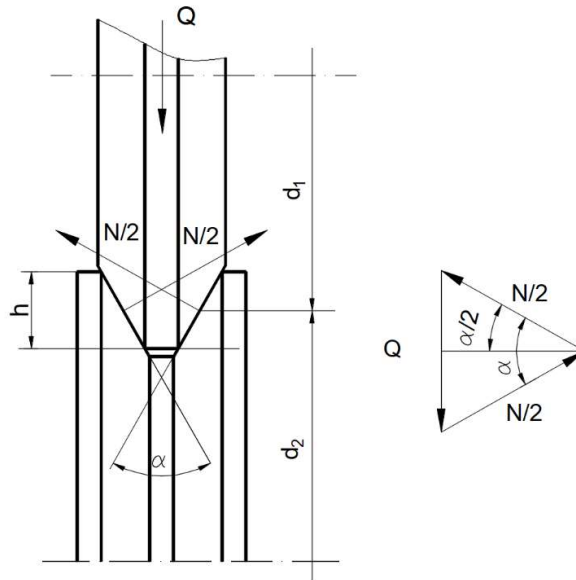
A görbületi sugár pedig felírható a d_1 és d_2 átmérők függvényében:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = 2 \left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \right) \quad (14.7)$$

A megengedett nyomófeszültség értéke, 60 HRC feletti – felületi keménység – érték esetében $\sigma_{Hmeg} = (1000 \dots 1200) \frac{N}{mm^2}$.

Nagy terhelés esetében az átvitelt biztosító normálerő is nagy kell legyen. Azonban a normálerő növelésének határt szab a hengerek anyagaira jellemző megengedett Hertz-féle feszültség. Ilyen körülmények között különleges hangsúlyt kell fektetni a két henger között előálló súrlódási tényező növelésére, mert csak ezáltal lehet az átvitelhez szükséges normálerőt elfogadható értéken tartani.

A súrlódási együttható növelésének egyik lehetséges módja a csavarkötéseknél ismert redukált (azaz jóval nagyobb!) súrlódási együttható megvalósulási körülményeinek létrehozása. Ez kúpos felületek alkalmazásával lehetséges (153. ábra).



153. ábra. Kúpos dörzshajtás erőjátéka

A 135. ábrán szemléltetett erőjátékra felírható:

$$Q = Z \frac{N}{2} \sin \frac{\alpha}{2} \quad (14.8)$$

Behelyettesítve ezt a (14.2) összefüggésbe, kapjuk, hogy:

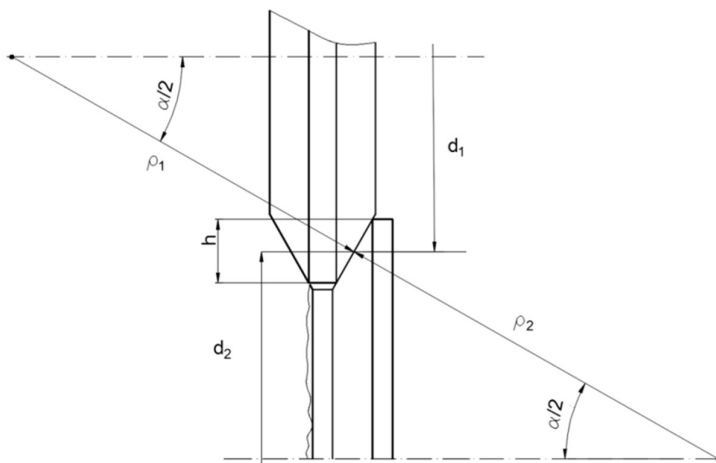
$$F_s = Z \mu \frac{N}{2} = Z \mu \frac{Q}{Z \sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2}} Q \geq k F, \quad (14.9)$$

vagyis a redukált súrlódási együttható μ_1 jelölését használva,

$$\mu_1 Q \geq k F, \text{ ahol } \mu_1 = \frac{\mu}{\sin \alpha} \quad (14.10)$$

Innen kiszámítható a szükséges Q összenyomó erő:

$$Q \geq \frac{k F}{\frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2}}} = \frac{k F}{\mu} \sin \frac{\alpha}{2} \quad (14.11)$$



154. ábra. Kúpos dörzshajtás geometriai jellemzői

Az önzárás elkerülése érdekében $\alpha > \varphi = \arctg \mu$, és az érintkező felületek kopásának csökkentése érdekében $h \leq 10 \text{ mm}$ (154. ábra). Ezek figyelembevételével számítjuk ki a további jellemző értékeket.

Az érintkezési vonal hossza:

$$L_k = \frac{h}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (14.12)$$

Az érintkezésben levő felületekre normális erő:

$$F_n = \frac{N}{2} = \frac{Q}{Z \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (14.13)$$

A görbületi sugarak pedig a (14.14) és (14.15) összefüggésekkel számolhatók:

$$\rho_1 = \frac{d_1}{2 \sin \frac{\alpha}{2}}, \quad \rho_2 = \frac{d_2}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (14.14)$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = 2 \sin \frac{\alpha}{2} \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \quad (14.15)$$

A (14.12)-(14.15) képletek eredményeivel végül megkapjuk a Hertz-féle feszültség értékét:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{L_k \delta} \frac{1}{\pi \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right)}}, \quad (14.16)$$

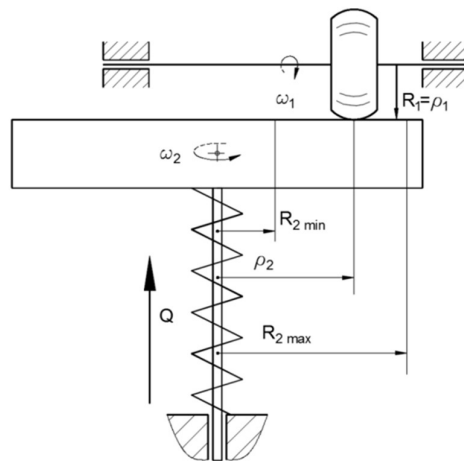
ahol $\sigma_{Hmeg} = (80 \div 100) \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ textolit korongok esetén.

14.2. Fokozat nélkül állítható áttételű dörzshajtások

Az áttétel változását működés közben az egymáshoz kapcsolódó gördülőtestek gördülőkör-sugarainak változtatásával lehet elérni.

14.2.1. Síktárcsa és toroidális görgővel működő hajtás

A 155. ábra egy keskeny tárcsás, viszonylag kis értékű nyomaték átvitelét megvalósító hajtást szemléltet, amelynél a vízszintes tengelyen található kis átmérőjű toroidális tárcsa eltolásával az áttétel és akár a forgásirány is változtatható.



155. ábra. Síktárcsa és toroidális görgővel működő hajtás

A hajtásra jellemző csúszás értéke: $\zeta = 0,01 \div 0,03$

A dörzshajtás i_{12} áttételi aránya a (14.17) összefüggéssel számolható:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\rho_2}{(1 - \zeta)\rho_1} \quad (14.17)$$

A hajtás ρ_1 görbületi sugara állandó:

$$\rho_1 = R_1 = konst \quad (14.18)$$

Amint a 155. ábrán látható, a toroidális tárcsa tengelyirányú elmozdításával a ρ_2 görbületi sugár állítható R_{2min} és R_{2max} értékek között:

$$R_{2min} \leq \rho_2 \leq R_{2max} \quad (14.19)$$

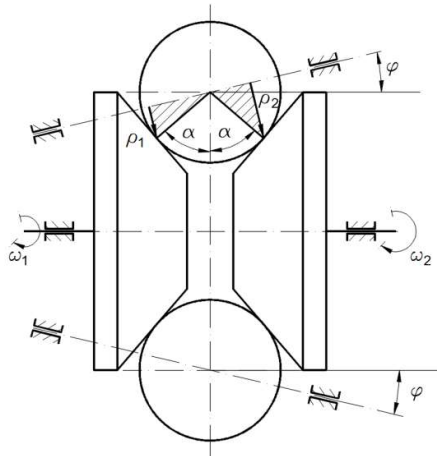
A hajtás áttételi aránya így egy minimális és egy maximális érték között folytonosan állítható:

$$\begin{aligned} i_{12max} &= \frac{R_{2max}}{(1-\zeta)R_1}; \quad i_{12min} = \frac{R_{2min}}{(1-\zeta)R_1}; \quad i_{12max} \\ &= \frac{n_1}{n_{2min}}; \quad i_{12min} = \frac{n_1}{n_{2max}} \end{aligned} \quad (14.20)$$

Figyelembe véve az áttételi arány elérhető minimális és maximális értékeit, kiszámolható a hajtás állítási tartománya:

$$D = \frac{n_{2max}}{n_{2min}} = \frac{\frac{n_1}{i_{12min}}}{\frac{n_1}{i_{12max}}} = \frac{i_{12max}}{i_{12min}} \leq 3 \quad (14.21)$$

14.2.2. Golyós fordulatszám-szabályzó



156. ábra. Golyós fordulatszám-szabályzó elvi vázlata

A 156. ábrán egy golyókkal szerkesztett, folytonosan változó áttételi arányt biztosító szerkezet vázlata látható. A kúpok között gördülő golyók tengelyekkel vannak

szerelve, amelyek φ szöge változtatható. A φ szög változtatása a golyók tengelyének dőltésével a ρ_1 és ρ_2 gördülési sugarak változásához vezet, ez pedig az áttételi arány folytonos állítását teszi lehetővé a φ szög függvényében.

A hajtás áttételi aránya a (14.22) összefüggéssel írható fel:

$$i_{12n} = \frac{\rho_2}{(1 - \zeta)\rho_1} = \frac{R \sin(90^\circ - \alpha + \varphi)}{(1 - \zeta)R \sin(90^\circ - \alpha - \varphi)} \quad (14.22)$$

A számítások elvégzése után a rendszer áttételi aránya:

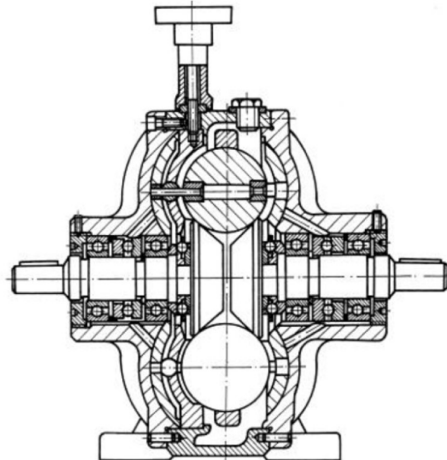
$$i_{12} = \frac{\cos(\alpha - \varphi)}{(1 - \zeta) \cos(\alpha + \varphi)}, \quad (14.23)$$

ahol ζ a dörzshajtásokra jellemző csúszás.

A 157. ábrán egy golyókkal szerkesztett dörzshajtás műszaki megoldása látható. A hajtással elérhető állítási tartománya $D = 9$, hatásfoka pedig $\eta = 0,7 \div 0,9$.

$$i_{12n} = \frac{\cos(\alpha \mp \varphi)}{(1 - \zeta) \cos(\alpha \mp \varphi)} \quad (14.24)$$

A (14.24) képletben ha $\rho_1 > \rho_2$, a „-” előjelet, ha pedig $\rho_1 < \rho_2$, akkor a „+” előjelet kell használni.



157. ábra. Fokozatmentes golyós fordulatszám-szabályzó

15. Szíjhajtások

A szíjhajtásokhoz vagy más néven súrlódásos végtelenített hajtásokhoz rendszerint lapos téglalapszelvényű vagy egyenlőszárú trapéz-szelvényű végtelen hajtóelemet használnak (laposszíj- és ékszíjhajtás). A laposszíj készülhet bőrből, textilbetétes gumiból, textilanyagból vagy acélból, az ékszíj anyaga ellenben majdnem mindig textilbetétes gumi. Az energiaátvitel egyik tárcsáról a másikra a hajtószíj megfelelő felületű tárcsákkal való kifeszítésével létrehozott tapadással biztosítható. A hajtás tengelyei általában párhuzamosak, de laposszíjjal kitérő helyzetű tengelyek között is lehetséges az energiaátvitel. A szíjhajtás előnyei és hátrányai az alábbiakban foglalhatók össze.

A terhet általában súrlódással továbbítják.

Előnyeik:

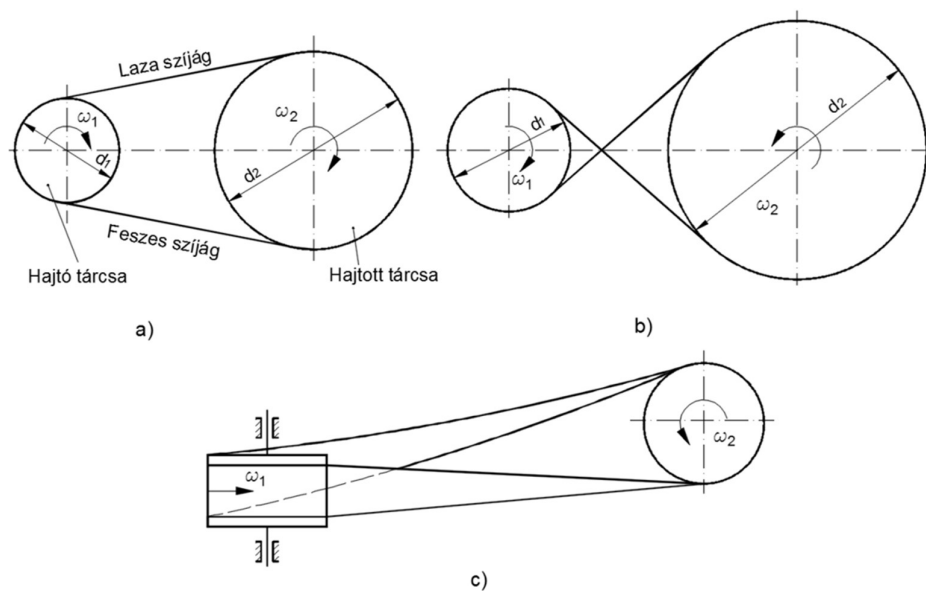
- egyszerű és olcsó kivitelezés;
- kenés nélküli, egyszerű karbantartás;
- egyszerre több tengely hajtható, akár különböző forgásiránnyal;
- csendes, lökésmentes és rezgéscsillapító hajtás;
- nagyobb áttételek is megvalósíthatók egy fokozatban;
- túlterhelés esetében megcsúsznak, biztonsági kapcsoló szerepet is betöltve ezáltal;
- jó a hatásfok $\eta \approx 90 \div 98\%$.

Hátrányaik:

- előfeszítés miatt a csapágyak és a tengelyek terhelése nagy;
- a szíj csúszása miatt az áttétel nem állandó;
- érzékeny a környezeti szennyeződésekre (por, nedvesség, olaj).

A gyakorlatban gyakran használnak alakzárással működő szíjhajtásokat is (fogasszíjhajtást), ezeknél csúszás nem lép fel, jól használhatók vezérműveknél.

Elrendezés szempontjából leggyakoribb az *egyenes vagy nyitott szíjhajtás*, itt a tengelyek párhuzamosak és forgásértelmük megegyező (158a. ábra). Ugyancsak párhuzamos tengelyek esetén, de ritkán használt (és csak lapos szíjhoz) *keresztezett szíjhajtás* (158b. ábra). Ilyenkor a tengelyek forgásértelme ellentétes, a szíj igénybevétele pedig fokozott. Kitérő tengelyek esetén a *ferde szíjhajtás* jöhet szóba (158c. ábra). Ez egymással bármekkora szöget bezáró tengelyek között megvalósítható, de a gyakorlatban kizárólag merőleges helyzetűekre alkalmazzák, viszonylag ritkán.



158. ábra. Szíjhajtás lehetséges elrendezési vázlatai

A 158a. ábrán látható egyenes szíjhajtás kinematikai jellemzői a v_1 és v_2 kerületi sebességek:

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} \quad (15.1)$$

és

$$V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000} \quad (15.2)$$

Mivel szíjhajtásnál mindig létezik csúszás, a két kerületi sebesség nem egyenlő, hanem a hajtott kerék kerületi sebessége:

$$V_2 = (1 - \zeta) V_1, \quad (15.3)$$

ahol $\zeta = 0,01 \div 0,03$ a rugalmassági csúszás tényezője (angolul slip).

A hajtás áttételi aránya a szögsebességek aránya:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{(1 - \zeta)d_1} \quad (15.4)$$

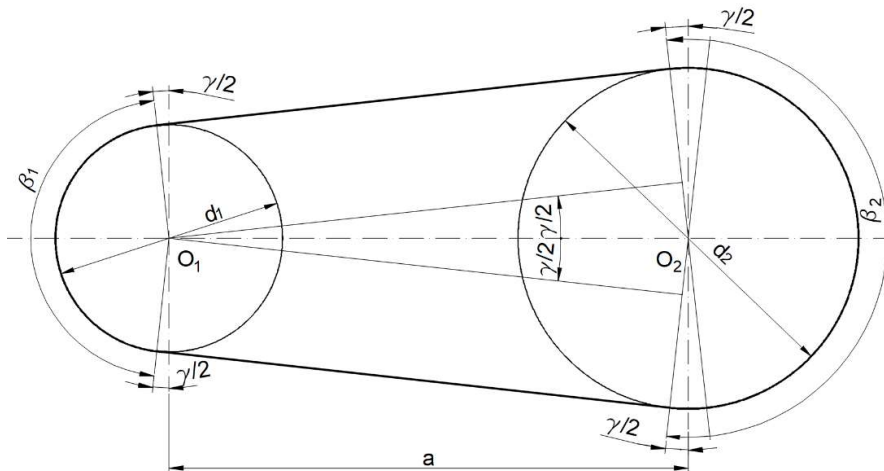
15.1. Laposszíjhajtás

A térben egymástól viszonylag nagy távolságban lévő tengelyek közötti nyomatékátvitel megvalósítására leggyakrabban szíjhajtást alkalmaznak. Az adott feladat megvalósítására az egyik legrégebben kialakult hajtóelem a *laposszíj*. A hajtásmód egyik legegyszerűbb megoldása az egyenes hajtás, amely párhuzamos tengelyű és a szíjtárcsák forgásértelme megegyező. Itt ω_1 és ω_2 a hajtó, illetve a hajtott tárcsa szögsebességei, d_1 és d_2 az átmérőik, a pedig a tengelytáv.

Az áttételi arány értéke laposszíjak esetében általában:

$$\frac{1}{5} \leq i_{12} \leq 5$$

15.1.1. A szíjak hossza egyenes szíjhajtás esetén



159. ábra. Szíjhajtás geometriája

Amint a 159. ábrán megfigyelhető, a szíj β_1 és β_2 központi szögek alatt érinti a szíjtárcsákat. A kisebb, d_1 átmérőjű hajtótárcsán 180° -nál $2\gamma/2$ kisebb, β_1 szöggel, míg a nagyobb, d_2 átmérőjű hajtottárcsán 180° -nál $2\gamma/2$ nagyobb, β_2 szöggel fekszik fel a szíj. A tárcsák tengelyei közötti tengelytáv értéke a . Az ábra alapján, figyelembe véve a fenti jelöléseket, felírható a szíj hossza:

$$L = 2a \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{d_1}{2} \beta_1 + \frac{d_2}{2} \beta_2 = 2a \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{d_1}{2} (\pi - \gamma) + \frac{d_2}{2} (\pi + \gamma) \quad (15.5)$$

Elvégezve a számításokat, a szíj hossza a (15.6) alakra hozható:

$$L = 2a \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{d_2 + d_1}{2} \pi + \frac{d_2 - d_1}{2} \gamma \quad (15.6)$$

Figyelembe véve, hogy kis γ szögeértékekre:

$$\sin \frac{\gamma}{2} \approx \frac{\gamma}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2a}, \quad (15.7)$$

abban az esetben, ha $\frac{\gamma}{2} \leq 20^\circ$.

Továbbá a $\cos \frac{\gamma}{2}$ felírható úgy, mint:

$$\cos \frac{\gamma}{2} = 1 - \frac{1}{2!} \left(\frac{\gamma}{2} \right)^2 + \frac{1}{4!} \left(\frac{\gamma}{2} \right)^4 - \frac{1}{6!} \left(\frac{\gamma}{2} \right)^6 + \dots \quad (15.8)$$

Elhanyagolva a 4 hatványnál magasabb rendű tagokat,

$$\cos \frac{\gamma}{2} \approx 1 - \frac{1}{2!} \left(\frac{\gamma}{2} \right)^2 = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{d_2 - d_1}{2a} \right)^2 \quad (15.9)$$

A behelyettesítések után a szíjhossz képlete a következőképpen alakul:

$$L = 2a \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{d_2 - d_1}{2a} \right)^2 \right] + \frac{d_2 + d_1}{2} \pi + \frac{d_2 - d_1}{2} \frac{d_2 - d_1}{a} \quad (15.10)$$

Végül, az azonos tagok összevonása után, az egyenes hajtású szíj hosszát a következő képlettel számítjuk ki:

$$L = 2a + \frac{d_2 + d_1}{2} \pi + \left(\frac{d_2 - d_1}{4a} \right)^2 \quad (15.11)$$

Abban az esetben, ha a szíjhossz szabványosítva van (legtöbb esetben), vissza kell számolni a tengelytávolságot az adott szabványosított szíjhosszból:

$$2a + \frac{d_2 + d_1}{2} \pi + \left(\frac{d_2 - d_1}{4a} \right)^2 = L_{Szabv} \quad (15.12)$$

Az egyenlet bal oldalára csoportosítva a tagokat,

$$8a^2 - 4a \left(L_{Szabv} - \frac{d_2 + d_1}{2} \pi \right) + (d_2 - d_1)^2 = 0 \quad (15.13)$$

kifejezhető az L_{SZABV} szabványos szíjhossznak megfelelő tengelytáv:

$$a = \frac{\left(L_{Szabv} - \frac{d_2 + d_1}{2} \pi \right) + \sqrt{\left(L_{STAS} - \frac{d_2 + d_1}{2} \pi \right)^2 - 2(d_2 - d_1)^2}}{4} \quad (15.14)$$

15.1.2. A szíjakban fellépő erők

Ahhoz, hogy a szíj és a tárcsa között megfelelő súrlódási erő keletkezzen, a szerelést előfeszítéssel végezzük. A számítások céljából virtuálisan elmetsszük a szíjágakat (160. ábra), és helyükbe a megfelelő $\mathbf{F}_0$ kényszererőket illesztjük. Abban az esetben, ha a hajtás áll, az előfeszítő erő értéke mindkét szíjágban $\mathbf{F}_0$.

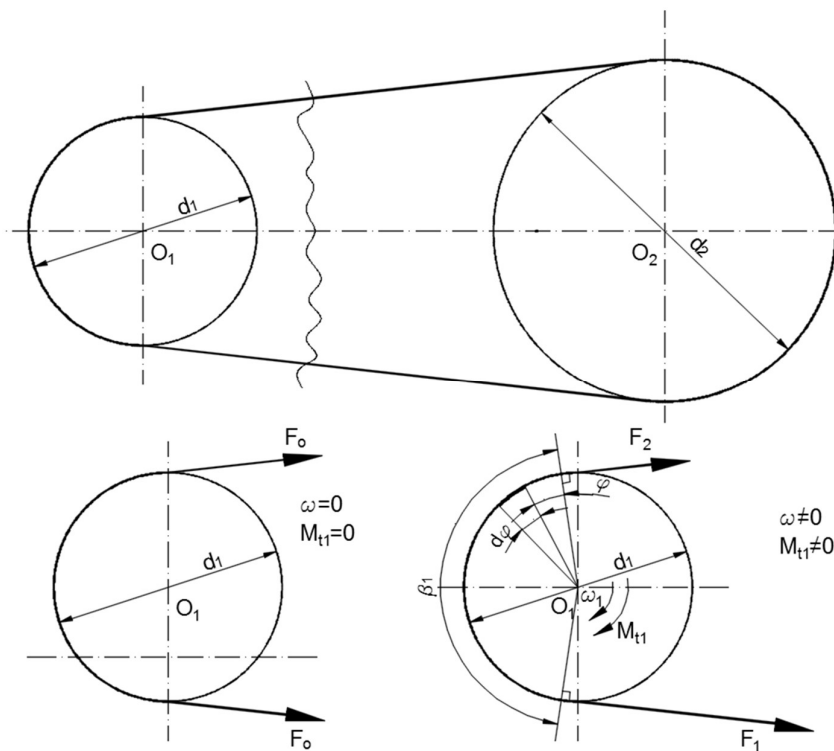
Ha a hajtótárcsa ω_1 szögsebességgel forog az $\mathbf{M}_{t1}$ forgatónyomaték hatására, a szíj laza ágában $\mathbf{F}_2$, míg a feszes ágában $\mathbf{F}_1$, az előbbinél nagyobb erő keletkezik.

Hook törvénye alapján felírható:

$$F_0 + F_0 = F_1 + F_2 \quad (15.15)$$

A (15.15) összefüggésből kifejezhető az F_0 erő:

$$F_0 = \frac{F_1 + F_2}{2} \quad (15.16)$$



160. ábra. Szíjhajtás ágaiban fellépő erők

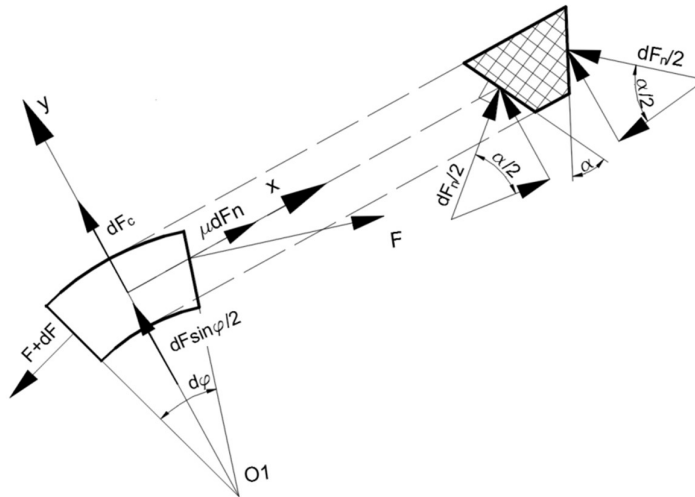
Ugyanakkor felírható az O_1 pontra a forgatónyomatékok egyensúlyi egyenlete:

$$F_1 \frac{d_1}{2} - F_2 \frac{d_1}{2} - M_{t1} = 0 \quad (15.17)$$

Innen F_k -val jelölve és kifejezve az F_1 és F_2 erők skaláris különbségét, a (15.18) képletet kapjuk:

$$F_1 - F_2 = \frac{2M_{t1}}{d_1} = F_k \quad (15.18)$$

Tekintsünk a hajtótárcsán egy $d\varphi$ elemi központi szög alatt feszülő elemi szíjívét, amely a laza szíjára merőleges iránnyal φ szöget zár be. A szíjakban fellépő erők közötti összefüggéseket az elemi rész felnagyított ábrájából lehet megállapítani (161. ábra).



161. ábra. Elemi szíjívén fellépő erőjáték

Felírjuk az Ox tengelyre vetített erők egyensúlyát:

$$\sum x = 0 \rightarrow \mu dF_n + F \cos \frac{d\varphi}{2} - (F + dF) \cos \frac{d\varphi}{2} = 0 \quad (15.19)$$

Hasonlóképpen az Oy tengelyre:

$$\sum y = 0 \rightarrow dF_c - F \sin \frac{d\varphi}{2} - (F + dF) \sin \frac{d\varphi}{2} + dF_n \sin \frac{\alpha}{2} = 0 \quad (15.20)$$

Figyelembe véve, hogy a $d\varphi$ szög elemi, felírható, hogy:

$$\cos \frac{d\varphi}{2} \approx 1, \quad \sin \frac{d\varphi}{2} \approx \frac{d\varphi}{2}, \quad dF \frac{d\varphi}{2} \approx 0 \quad (15.21)$$

Behelyettesítve a fenti közelítéseket (15.19) és (15.20) egyenletekbe, a (15.22) összefüggést kapjuk:

$$\begin{cases} \mu dF_n = dF \\ dF_c - 2F \frac{d\varphi}{2} + dF_n \sin \frac{\alpha}{2} = 0 \end{cases} \quad (15.22)$$

Figyelembe véve, hogy az elemi szíjdarabra ható elemi centrifugális erő értéke,

$$dF_c = a \, dm = r_1 \omega_1^2 dm = r_1 \omega_1^2 \rho dV = \rho r_1 A r_1 \omega_1^2 d\varphi = \rho A V_1^2 d\varphi \quad (15.23)$$

felírható, hogy

$$\rho A V_1^2 d\varphi - F d\varphi + \frac{dF}{\mu} \sin \frac{\alpha}{2} = 0 \quad (15.24)$$

Átrendezve a (15.24) egyenletet, a (15.25) összefüggést kapjuk:

$$\frac{dF}{F - \rho A V_1^2} = \frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2}} d\varphi \quad (15.25)$$

Ha a (15.25) összefüggést 0 és β_1 határok között integráljuk, a következő kifejezésre jutunk:

$$[\ln(F - \rho A V_1^2)]_{F_2}^{F_1} = \left[\frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2}} \varphi \right]_0^{\beta_1} \quad (15.26)$$

Ez kapcsolatot teremt az F_1 és F_2 erők, illetve a szíj geometriája, anyaga és ke-
rületi sebessége között:

$$\ln \frac{F_1 - \rho AV_1^2}{F_2 - \rho AV_1^2} = \frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2}} \beta_1 \quad (15.27)$$

A (15.27) képletet hatványos alakra hozva a (15.28) összefüggést kapjuk:

$$\frac{F_1 - \rho AV_1^2}{F_2 - \rho AV_1^2} = e^{\frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2}} \beta_1} \quad (15.28)$$

Trapézsíjak esetén a szíjágakban ható erők számítására a (15.29) képletekben
látható egyenletrendszer használható:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{F_1 - \rho AV_1^2}{F_2 - \rho AV_1^2} = e^{\mu_1 \beta_1} \\ F_1 - F_2 = F_K \end{array} \right. \quad \mu_1 = \frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2}} \quad (15.29)$$

Lapos szíjak esetén pedig a (15.30) képletekben látható egyenletrendszer hasz-
nálható:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{F_1 - \rho AV_1^2}{F_2 - \rho AV_1^2} = e^{\mu \beta_1} \\ F_1 - F_2 = F_K \end{array} \right. \quad \mu = \mu_1 \quad (15.30)$$

Gyakorlati, jól közelítő számításokban a következő értékeket használjuk:

$\mu = 0,22 + 0,012V_1$ – trapézsíjak esetében

$\mu = 0,35 + 0,012V_1$ – trapézsíjak esetében

$\mu = 0,30 \dots 0,35$ – gumisíjak esetében

Megjegyzés:

Mivel

$$2F_o = F_1 + F_2 = F_K \left(\frac{e^{\mu \beta_1} + 1}{e^{\mu \beta_1} - 1} \right) + 2\rho AV_1^2 \quad (15.31)$$

Az F_1' és F_2' erők R eredőjének skaláris értéke a (15.35) képlettel határozható meg:

$$R = \sqrt{F_1'^2 + F_2'^2 - 2F_1'F_2' \cos \beta_1} = \frac{F_K}{e^{\mu_1\beta_1} - 1} \sqrt{e^{\mu_1\beta_1} + 1 - 2e^{\mu_1\beta_1} \cos \beta_1} \quad (15.35)$$

Az R -nek maximális értéke $\beta_1 = 180^\circ$ esetében

$$R = F_K \frac{e^{\mu_1\beta_1} + 1}{e^{\mu_1\beta_1} - 1} = \frac{F_K}{\varphi}, \quad \varphi = \frac{e^{\mu_1\beta_1} - 1}{e^{\mu_1\beta_1} + 1}, \quad (15.36)$$

ahol $\varphi < 1$ az áthúzási fok.

Az $\mathbf{R}$ vektor és a vízszintes sík θ szögének értéke a (15.37) képlettel számítható:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{F_1' \sin \frac{\gamma}{2} - F_2' \sin \frac{\gamma}{2}}{F_1' \cos \frac{\gamma}{2} + F_2' \cos \frac{\gamma}{2}} = \frac{F_1' - F_2'}{F_1' + F_2'} \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} \quad (15.37)$$

15.1.3. A szíjágakban megjelenő feszültségek

A (15.29) egyenletrendszerből kifejezve a szíjágakban megjelenő erőket a (15.38)-ban lévő képletekhez jutunk:

$$F_1 = F_K \frac{e^{\mu\beta_1}}{e^{\mu\beta_1} - 1} + \rho AV_1^2, \quad F_2 = F_K \frac{1}{e^{\mu\beta_1} - 1} + \rho AV_1^2 \quad (15.38)$$

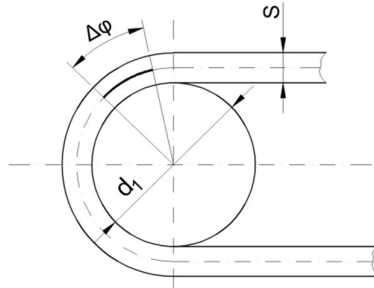
Bevezetve a (15.39)-ben használt jelöléseket,

$$\sigma_k = \frac{F_K}{A}, \quad m = e^{\mu\beta_1}, \quad (15.39)$$

az ágakban megjelenő húzófeszültségek képletei a következőképpen alakulnak:

$$\sigma_1' = \sigma_K \frac{m}{m - 1} + \rho V_1^2, \quad \sigma_2' = \sigma_K \frac{1}{m - 1} + \rho V_1^2 \quad (15.40)$$

Mivel működés során a szíj ismételtelen feltekeredik és kiegyenesedik, a szíjakban hajlítófeszültség is megjelenik. Tekintsük a 163. ábra jelöléseit.



163. ábra. A szíj hajlításnak kitett elemi része

A szíj külső, $\Delta\varphi$ elemi szög alatt feszülő szálának megnyúlása, a középső, semleges szálemmel képest Δl lesz, ahol:

$$\Delta l = \left(\frac{d_1}{2} + S\right) \Delta\varphi - \left(\frac{d_1}{2} + \frac{S}{2}\right) \Delta\varphi = \frac{S}{2} \Delta\varphi \quad (15.41)$$

A külső szálnak a semleges szálhoz viszonyított relatív ε megnyúlása a (15.42) összefüggéssel számítható:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{\frac{S}{2} \Delta\varphi}{\left(\frac{d_1}{2} + \frac{S}{2}\right) \Delta\varphi} = \frac{S}{d_1 + S} \approx \frac{S}{d_1} \quad (15.42)$$

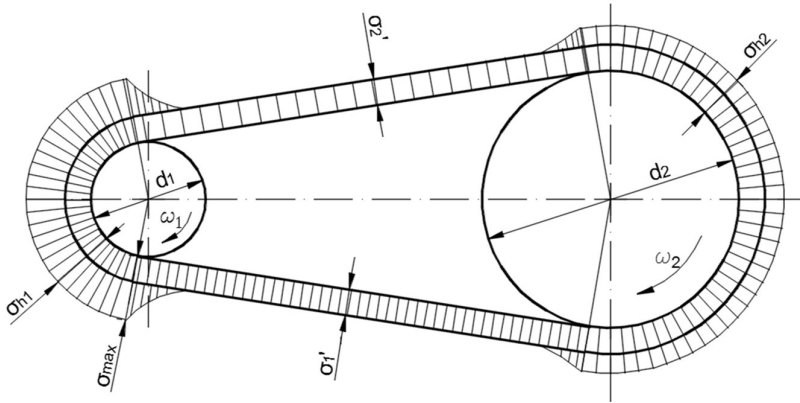
A szilárdságtanból ismert képlet alapján a szíjtárcsára feltekert szíjban így σ_{h1} hajlítófeszültség jelenik meg:

$$\sigma_{h1} = \varepsilon E = \frac{S}{d_1} E, \quad (15.43)$$

ahol E a szíj anyagának a rugalmassági modulusza.

Figyelembe véve a (15.40) és (15.43) összefüggéseket, illetve a 164. ábrán megfigyelhető feszültségállapotot, a feszes szíjágban megjelenő σ_1 feszültség a következőképpen írható fel:

$$\sigma_1 = \sigma'_1 + \sigma_{h1} = \sigma_K \frac{m}{m-1} + \rho V_1^2 + \frac{S}{d_1} E_h \quad (15.44)$$



164. ábra. A szíjakban megjelenő feszültségek

Hasonlóképpen, a laza szíjágban megjelenő feszültség σ_2 :

$$\sigma_2 = \sigma'_2 + \sigma_{h2} = \sigma_K \frac{1}{m-1} + \rho V_1^2 + \frac{S}{d_2} E_h \quad (15.45)$$

Mivel a feszes ágban megjelenő σ_1 feszültség nagyobb, mint a laza ágban lévő σ_2 feszültség, ez előbbi határoljuk a megengedett feszültségértékre:

$$\sigma_1 = \sigma_K \frac{m}{m-1} + \rho V_1^2 + \frac{S}{d_1} E_h \leq \sigma_{meg} \quad (15.46)$$

$$\sigma_K = \left(\sigma_{meg} - \rho V_1^2 - \frac{S}{d_1} E_h \right) \frac{m-1}{m} \quad (15.47)$$

Figyelembe véve, hogy $A = bs$, a (15.39) képlet a következőképpen írható át:

$$\sigma_k = \frac{F_k}{bS} \quad (15.48)$$

Innen pedig meghatározható a szíj b szélessége:

$$b = \frac{F_k}{S \left(\sigma_{neg} \rho V_1^2 - \frac{s}{d_1} E_h \right)} \frac{m-1}{m} \quad (15.49)$$

A 164. ábrán megfigyelhető, hogy a feszültségek változnak a szíj hosszán, de ezeknek az értékei mindenhol kisebbek, mint a σ_1 feszültség értéke.

15.1.4. Az optimális sebesség. A szíj élettartama

A szíjhajtás által átvitt teljesítményt a műszaki mechanikából ismert képlettel számíthatjuk ki:

$$P = F_k V_1 = \sigma_k A V_1 = \left(\sigma_{meg} - \rho V_1^2 - E \frac{s}{d_1} \right) \frac{m-1}{m} A V_1 \quad (15.50)$$

Vagyis:

$$P = \left(\sigma_{meg} V_1 - \rho V_1^3 - E \frac{s}{d_1} V_1 \right) A \frac{m-1}{m} \quad (15.51)$$

Ha meg akarjuk határozni azt a V_1 szíjsebességet, amellyel átvihető a maximális teljesítmény, deriváljuk a (15.51) kifejezést, a V_1 függvényében:

$$\frac{\partial P}{\partial V_1} = \frac{m-1}{m} A \left(\sigma_{meg} - 3\rho V_1^2 - E \frac{s}{d_1} \right) = 0, \quad (15.52)$$

vagyis:

$$\sigma_{meg} - 3\rho V_1^2 - E \frac{s}{d_1} = 0 \quad (15.53)$$

Innen pedig, számítható a maximális teljesítmény eléréséhez szükséges optimális szíjsebesség:

$$V_{1opt} = \sqrt{\frac{\sigma_{meg} - E \frac{s}{d_1}}{3\rho}}, \quad (15.54)$$

ahol ρ a szíj anyagának sűrűsége.

A szíj élettartamát elsősorban a hajlítások száma határozza meg [23]. Az élettartam kiszámításához meg kell határozni, hogy a szíj óránként hányszor hajlik meg a tárcsákon. Ha egy tetszőlegesen felvett szíjpont t idő alatt egy teljes szíjhossznyi utat tesz meg, akkor erre felírható, hogy

$$t = \frac{L}{V_1} \quad (15.55)$$

Hármasszabályt alkalmazva, ha t másodperc alatt tesz meg egy szíjhossznyi utat, akkor 1 másodperc alatt megtesz f szíjhossznyi utat.

$$f = \frac{1}{t} = \frac{V_1}{L} \quad (15.56)$$

Ha figyelembe vesszük, hogy a szíj z_t számú tárcsán halad át, akkor az egyórányi időtartam alatt elszenvedett hajlítások száma:

$$f = \frac{V_1}{L} 3600 z_t \leq f_{meg} = (20.000 \div 30.000) h^{-1} \quad (15.57)$$

Megjegyzés: A (15.57) képletben becsült megengedett hajlítások számát minden szíjtípusra pontosan közli a gyártó.

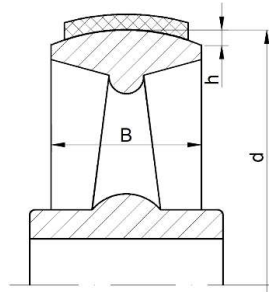
15.1.5. Szíjtárcsák

A leggyakrabban használt szíjtárcsaanyag a szürke vasöntvény, de ez a centrifugális erőhatásból származó gyűrűfeszültség miatt csak $V_1 = 30$ m/s sebességhatárig alkalmazható.

E fölötti sebesség-érték esetében egyéb szíjtárcsaanyagokat kell alkalmazni:

- acélöntvény,
- alumínium,
- műanyag,
- faanyag.

A 165. ábrán egy jellegzetes laposszíjtárcsa és a meghatározó méretei láthatók.



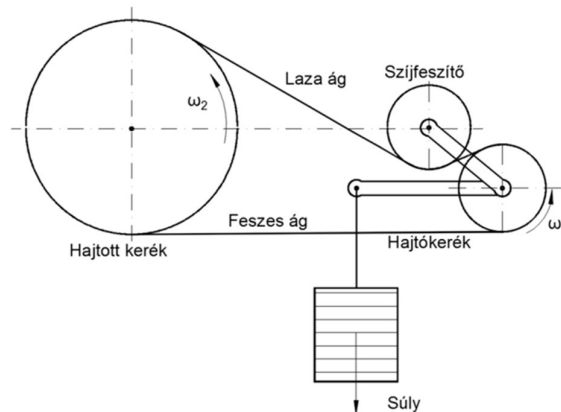
165. ábra. Laposszíjtárcsa

Az ábrán feltüntetett méretek a következő empirikus képletekkel határozhatók meg:

$$B \approx 1,1b + (10 \dots 15); h_2 \approx (0,005 \dots 0,01)B; h_1 \approx h_2 \frac{d_1}{d_2} \quad (15.58)$$

Bármely típusú szíjhajtásnál nagyon fontos a szíjtárcsák kiegyensúlyozása, ugyanis a forgórészek kiegyensúlyozatlansága által keltett dinamikai erők nagymértékben csökkentik a csapágyak élettartamát, növelik a zajszintet és rossz mechanikai hatással vannak a környezetre.

A szíjak nyúlásának kompenzálására szíjfeszítő berendezéseket alkalmaznak (166. ábra), elsősorban akkor, ha nagy az áttételi arány, azaz $i_{12} \geq 10$.

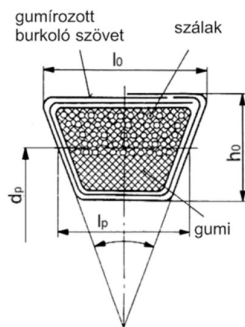


166. ábra. Szíjhajtás feszítése súllyal

15.2. Ékszíjhajtások

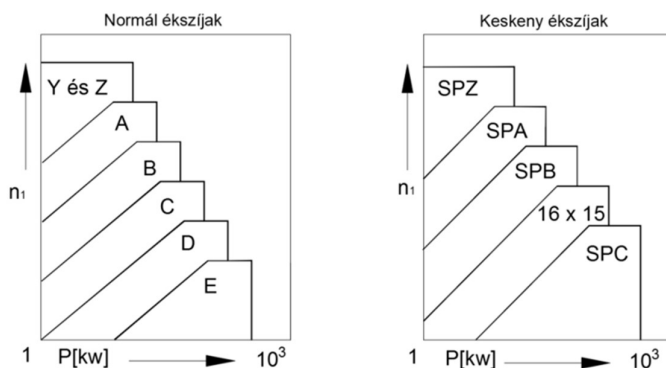
Az ékszíjhajtásokat előnyeik alapján gyakran alkalmazzák a különböző gépeknél. Ezek a következők: nagy teljesítményeket tudnak továbbítani, a tengelyre ható R erő kisebb, nyugodt járásuk van, simán indulnak stb.

Az ékszíjhajtásokat kizárólag párhuzamos tengelyek közti energiaátvitelre alkalmazzák. Alapvető eleme az elméletileg gumitextil anyagú, szabványos méretekből végtelenítve gyártott ékszíj, melynek szelvénye a 167. ábrán látható.



167. ábra. Ékszíjszelvény

A gumianyagba ágyazott, a húzóterhelést felvevő szálak kétféleképpen lehetnek beépítve. Az egyik esetben több sorban beágyazott kábelbetétes kivitelről, a másik esetben egy sorban elhelyezett kordfonalas ékszíjről beszélünk [18]. Az egész keresztmetszetet kívül, két vagy több rétegben borítószerrel burkolják, hogy kopásálló legyen.

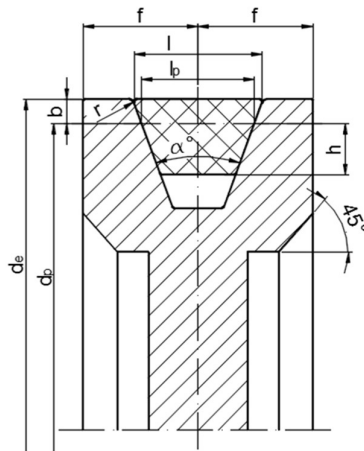


168. ábra. Normál és keskeny ékszíjak (STAS 1164/1-91 és 7192-83 számú román szabvány szerint)

A szíj keresztmetszeti sajátosságai szerint az ékszíjak lehetnek normál vagy keskeny ékszíjak (168. ábra).

A normál ékszíjakat (168. ábra) a STAS 1164/1-91 Y, Z, A, B, C, D és E-vel jelöli. A megengedhető szíjsebesség 30 m/s, a hajlítási szíjfrekvencia pedig 60 s^{-1} .

A szíjtárcsák horonyméreteit az ISO4183-as szabvány írja elő (169. ábra).



169. ábra. Szíjtárcsa-horonyméretek ISO4183 szerint

A keskeny ékszíj a normáltól abban tér el, hogy itt $h_a/l_o = 1,23$, míg a normálnál $h_a/l_o = 1,16$. Az ide tartozó román szabvány a STAS 7192-83 (ennek megfelelője az ISO4184 nemzetközi szabvány).

A keresztmetszetek jelölése SPZ, SPA, SPB, 16x15 és SPC. A megengedhető szíjsebesség 40 m/s, a szíjfrekvencia pedig 100 s^{-1} . A normál ékszíjhoz képest nagyobb az egységnyi szíjkeresztmetszettel átvihető teljesítmény. A szíjtárcsa horonyméreteit itt is az ISO 4183-as szabvány írja elő (169. ábra). Az ékszíjhajtás napjainkban igen elterjedt hajtásforma, elsősorban a fentiekben felsorolt előnyei, valamint a figyelemre méltó 98%-os hatásfoka miatt.

Az ékszíjhajtás a következő üzemi jellemzőkkel tervezhető:

- tengelytávolság: $0,7(dp1 + dp2) \leq a \leq 2(dp1 + dp2)$, $dp2 > dp1$
- áttétel: $i \leq 10$
- szíjsebesség: $v \leq 40 \text{ m/s}$
- körülfogási szög $\beta \geq 120^\circ$

A szíjhossz a (15.11) alapján:

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(d_{p2} + d_{p1}) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4a} \quad (15.59)$$

Ha figyelembe vesszük, hogy az ékszíjaknál szabványosított a szíjhossz, kiszámítható az L_{STAS} szabványos hosszából adódó tengelytáv:

$$a = \frac{\left(L_{STAS} - \frac{d_{p2} + d_{p1}}{2}\pi\right) + \sqrt{\left(L_{STAS} - \frac{d_{p2} + d_{p1}}{2}\pi\right)^2 - 2(d_{p2} - d_{p1})^2}}{4} \quad (15.60)$$

Adott P teljesítmény átviteléhez szükséges szíjak száma katalógusokban található paraméterek alapján a következő képlettel számítható:

$$z = \frac{C_f}{C_L C_\beta} \frac{P}{P_0} \quad (15.61)$$

A képletben használt jelölések értelme a következő:

P_0 – az egy szíjjal átvihető névleges teljesítmény,

C_f – működési tényező,

C_L – hosszúsági tényező,

C_β – átfogási szögtényező.

A számított F_k erő eléréséhez szükséges előfeszítő erő pedig:

$$R \approx (2,0 \dots 2,5) F_k \quad (15.62)$$

16. Láncajtások és fogasszíjhajtások

16.1. Láncajtások

A láncajtás, tulajdonságaival, helyigényével, teljesítménytartományával, karbantartás-szükségletével a fogaskerekes hajtás és a szíjhajtás között helyezkedik el. Mind a rövid, mind a hosszú tengelytávolságoknál egyaránt jól használható, nyugodt járást és állandó áttételt biztosít. Nagy tengelytávnál a láncajtás olcsóbb és előnyösebb a fogaskerekes hajtáshoz viszonyítva, mivel nincs szükség továbbító tengelyekre, fogaskerekre és csapágyakra. A láncajtás rugalmassága miatt a lökészerű igénybevételeket jobban elviseli, mint a fogaskerekes hajtás.

A láncajtás hatásfoka igen jó ($\eta = 0,97 \div 0,99$), nagyobb, mint a fogaskerekes hajtás ($\eta = 0,93 \div 0,99$) és a szíjhajtás hatásfoka ($\eta = 0,93 \div 0,97$).

Amíg szíjhajtásnál a tengelyek közötti kapcsolatot a szíj előfeszítésével lehet létrehozni (a csapágyakat az előfeszítő erő is terheli), addig láncajtás esetén a csapágyak kiválasztásánál csak az üzemi terhelést kell alapul venni.

A láncajtás helyszükséglete kis fordulatszámokon a fogaskerekes hajtásokéhoz hasonló, és kisebb, mint a szíjhajtásé. Nagy és közepes sebességtartományban a láncajtás helyszükséglete akár a szíjhajtás helyszükségletének 1/4-e is lehet.

A láncajtás több karbantartást igényel, mint a szíjhajtás, de kevesebbet, mint a fogaskerekes hajtás, érzéketlenebb a szennyeződésekkel szemben, mint a szíj- vagy fogaskerék-hajtás, a fogaskerék-hajtással szemben előnyösebb, hogy több tengely is hajtható egyetlen láncsal, és a láncok a lánc mindkét oldalával kapcsolódhatnak.

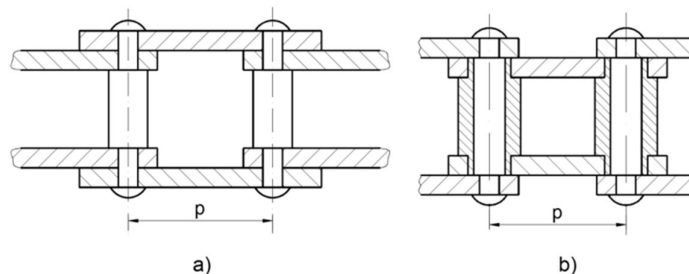
A hajtás hátrányai: a poligonhatás miatt a hajtott elem szögsebessége változó, az üzemmód függvényében működés közben hossz- és keresztirányú lengések jelenhetnek meg. A kapcsolódó elemek kopása korlátozza az élettartamot, amely megfelelő kenés hiánya esetén radikálisan csökkenhet. A szíjhajtáshoz képest viszonylag zajos a járásuk, amit a fémes részek egymáshoz ütődése okoz.

16.1.1. Láncajtástípusok

A csapos (vagy Gall-nak is nevezett) lánc egyszerű szerkezetű lánc (170a. ábra). A csuklós lánc (170b. ábra) egyszerűbb kivitele, a hevedereket egyszerűen a csapszegek hornyaiba vezetik. Edzés nélküli hevederekből áll, melyeket nagyobb szilárdságú, edzett, tömör csapok kötnek össze lánc tagokká. A csapok végeit szegeccsel, nagyobb átmérőknél pedig alátétláncsával és sasszeeggel biztosítják. Szerke-

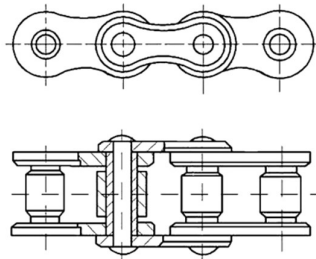
zetük egyszerű, darukon teheremelésre, húzópadokban az alakított munkadarab mozgatására használatosak. Csupán kis sebességnél, $<0,3$ m/s-ig használható. Előnye, hogy a többi hevederes láncnál olcsóbb.

A *csuklós lánc* minden csapja egy acélhüvellyel van erősítve (170b. ábra). Főként durva üzemű hajtásokhoz alkalmazzák. A láncban kétféle heveder van. A belső hevedereket a hüvelyekre, a külső hevedereket pedig a csapok végeire sajtolják, és a sajtolt illesztéseket elfordulás ellen lemunkált, párhuzamos síkfelületekkel biztosítják. Mivel a külső hevederbe rögzített csap és a belső hevederbe rögzített hüvely nagy felületen érintkezik egymással, a csapokra ható terhelés kedvezőbb eloszlású, mint a Gall-láncoknál. Ilyen típusok például a csapos hajtó- és vonólánckok. Használata egészen 12 m/s-os kerületi sebességig lehetséges.



170. ábra. a) Gall- és b) hüvelyes lánc

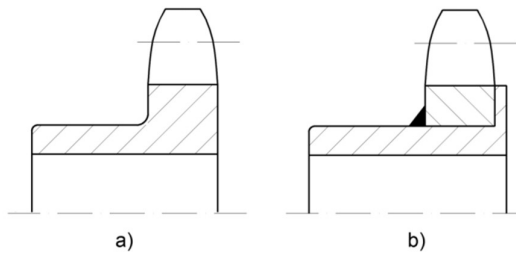
Az acél csuklósláncok között, kopásállóságának köszönhetően, a *görgős láncnak* (171. ábra) van a legnagyobb jelentősége és a legsokoldalúbb felhasználási területe. Nagyobb erőátvitelre és maximum 15 m/s-os sebességekre alkalmazható. Szerkezete hasonló a hüvelyes láncokéhoz. Kilazulás ellen a csapszegeket és a hüvelyeket a lánchevederekbe való szoros illesztésük biztosítja. A hüvelyek belső hevederek által közrefogott részeire, amelyek a lánckerék fogjaival érintkeznek, egy-egy laza illesztésű görgő van szerelve, így a lánc a fogakon nem súrlódik, hanem gördül. A görgős láncok kétféle minőségben készülnek: a) a közönséges lánchajtások számára kisebb szilárdságú ötvözetlen, b) a nagyobb sebességű és teljesítményű hajtások számára pedig nagy szilárdságú ötvözt acélból. Az ötvözt acélok esetében kisebb keresztmetszet engedhető meg, a tagok szilárdabbak, így azonos hajtási sebességnél nagyobb kerületi erő engedhető meg.



171. ábra. Görgős lánc

Nagyobb kerületi erők átvitelére két- és háromsoros kivitelű lánchajtás is készül, még nagyobb erőhatás esetén, ha háromnál is több sorra van szükség, akkor két darab két- vagy háromsoros láncot helyeznek el egymás mellett.

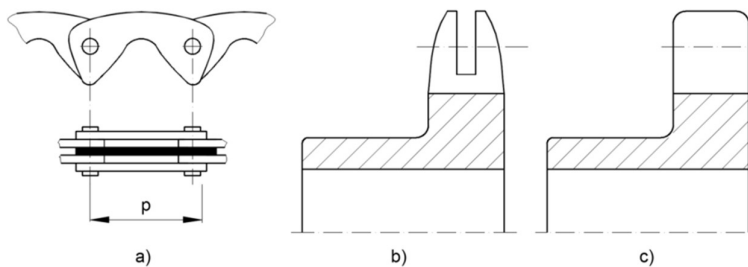
A 172. ábrán a csapos, csuklós és görgős lánchajtásoknál használt lánckerék-profilok láthatók, öntött és hegesztett kivitelezésben.



172. ábra. Csuklós lánckerékprofilok: **a)** öntött, **b)** hegesztett

A *fogas lánc* nagy sebességű hajtásokhoz alkalmazott lánctípus (173. ábra). Hevederei belül fogazattal vannak ellátva, az egymás mellé helyezett hevedereket pedig csapok kötik össze. A lánckerék fogazata olyan szögben van kialakítva, hogy a lánc fogazata a fogak teljes oldalfelületén egyszerre fekvő fel, s ez csendesebb kapcsolódást biztosít. A leggazdaságosabb láncsebesség $6 \div 7,5$ m/sec. Egyenletes nyomatékátvitellel és jó kenéssel, belső megvezetésű, jó minőségű fogazott láncra 10-15 m/sec láncsebesség is megengedhető. Belső megvezetés esetében a maximális áttételi arány $i_{max} = 7 \div 9$, a lánc osztása $p = 28 \div 50$ mm.

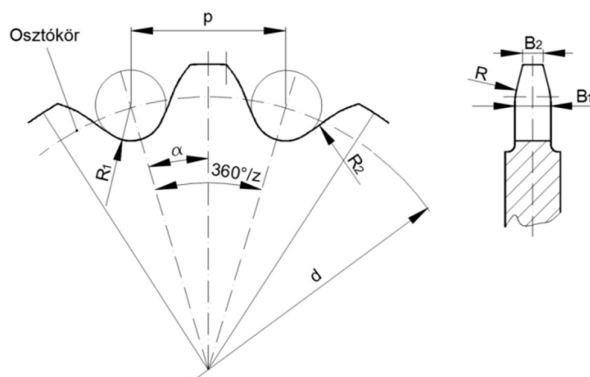
Ugyanolyan, közelítően ideális körülmények között, a külső megvezetéssel működő lánc, $i_{max} = 12$ áttételi arányig, rövidebb ($p = 8 \div 20$ mm) osztással és akár 25 ÷ 30 m/s láncsebességgel is működhet.



173. ábra. Fogaslánc-hajtás: **a)** hevederek, **b)** belső vezetésű, **c)** külső vezetésű lánckerék

16.1.2. A lánchajtások geometriája és jellemző méretei

A 174. ábra egy lánckerék fő méreteit szemlélteti.



174. ábra. A lánckerék fő méretei

Az ábra alapján felírható a geometriai elemek közötti következő összefüggés:

$$\frac{d}{2} = \frac{\frac{p}{2}}{\sin \frac{360^\circ}{2z}} \rightarrow d = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}} \quad (16.1)$$

A képlet jelöléseinek értelme a következő:

d – az osztókörátmérő
 z – a fogak száma
 p – a lánc osztása

A lánc hossza a szíjak hosszánál levezetett képlet alapján számítható:

$$L = 2a + \frac{d_2 + d_1}{2} \pi + \frac{(d_2 - d_1)}{4a} \quad (16.2)$$

A képletben d_1 , d_2 a lánckerekek osztókörátmérői, a pedig a tengelytáv.

A láncajtás egyik legfontosabb jellemzője az osztás. A láncajtás méreteinek meghatározása az osztás kiszámításával kezdődik. A láncosztás maximális értékét tapasztalati összefüggés alapján számítjuk a (16.3) képlettel:

$$p_{max} = 25,4 \sqrt[3]{\left(\frac{900}{n_1}\right)^2} \text{ [mm]} \quad (16.3)$$

A lánckerekek fogszámának kiválasztásához a következő szempontokat vehetjük irányadónak:

$z < 11$ – kinematikai hajtásokban használható

$z = 11 \div 13$ – a láncsebesség < 4 m/s

$z = 14 \div 16$ – a láncsebesség < 7 m/s

$z = 17 \div 25$ – a kis lánckerék leggyakrabban választott fogszáma

25-nél nagyobb fogszámot a kiskereknek csak kivételes esetekben választunk.

A lánckerekek osztókörátmérője, az osztás és a fogszámok között a következő összefüggések írhatók fel:

$$\pi d_1 = z_1 p ; \quad \pi d_2 = z_2 p \quad (16.4)$$

A láncszemek m száma:

$$m = \frac{L}{p} = 2 \frac{a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(d_2 - d_1) \pi^2 p}{4ap \pi^2 p} \quad (16.5)$$

Figyelembe véve a (16.4) összefüggést, kapjuk, hogy:

$$m = 2 \frac{a}{p} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a} \quad (16.6)$$

Mivel lánchajtásnál az elemek száma egész szám kell hogy legyen, az m elemszámot m_{eg} egész elemszámmra kell kerekíteni. Így a (16.6) képlet a

$$m_{eg} = 2 \frac{a_{eg}}{p} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a_{eg}} \quad (16.7)$$

alakra írható át, ahol a_{eg} az egész láncszámra való kerekítésből adódó tengelytáv.

Beszorozva a (16.7) összefüggést pa_{eg} -vel, a (16.8) képletet kapjuk:

$$\left(m_{eg} - \frac{z_2 + z_1}{2} \right) pa_{eg} = 2a_e^2 + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 p^2 \quad (16.8)$$

Átírva az egyenlet bal oldalára a tagokat,

$$2a_e^2 - \left(m_{eg} - \frac{z_2 + z_1}{2} \right) pa_{eg} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 p^2 = 0, \quad (16.9)$$

kiszámítható az m_{eg} egész láncszem számból adódó a_{eg} tengelytáv:

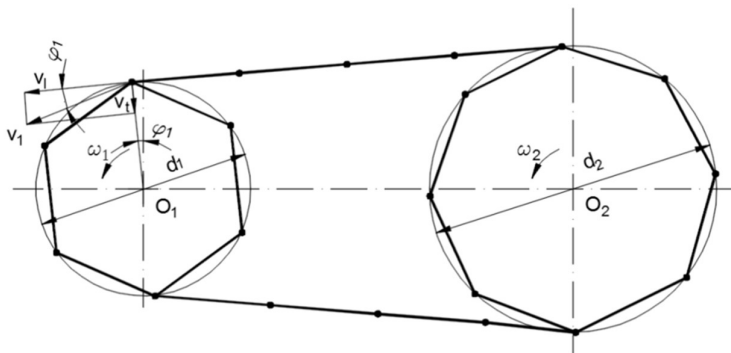
$$a_e = \frac{p \left(m_{eg} - \frac{z_2 + z_1}{2} \right) + \sqrt{p^2 \left(m_{eg} - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8p^2 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2}}{4} \quad (16.10)$$

Innen pedig visszaszámolható a lánc hossza:

$$L = m_{eg}p \quad (16.11)$$

16.1.3. A lánchajtások kinematikája

A lánckerék poligon hatása miatt a lánchajtás áttétele, illetve a hajtott tengely szögsebessége ingadozik. A 175. ábra ezt a hatást szemlélteti.



175. ábra. Láncajtás poligon hatása

Az ábra alapján felírhatók a láncsebesség összetevői:

$$v_1 = r_1 \omega_1, \quad v_l = v_1 \cos \varphi_1, \quad v_t = v_1 \sin \varphi_1 \quad (16.12)$$

Mivel a láncszem merev, a v_l láncsebesség változó, függ a láncszem φ_1 szögpozíciójától.

Mivel a hajtás során

$$0 \leq \varphi_1 \leq 180^\circ, \quad (16.13)$$

a v_l láncsebességet egy v_{lmin} minimális és egy v_{lmax} maximális érték jellemzi:

$$v_{lmin} = v_1 \cos \frac{180}{z_1}, \quad v_{lmax} = r_1 \omega \quad (16.14)$$

A láncsebesség Δv egyenlőtlenségi foka ebből:

$$\Delta v = v_{lmax} - v_{lmin} = v_1 - v_1 \cos \frac{180}{z_1} = v_1 \left(1 - \cos \frac{180^\circ}{z_1} \right) \quad (16.15)$$

Figyelembe véve a (16.15) összefüggést, a láncsebesség relatív δ egyenlőtlenségi foka a (16.16) képlettel számítható:

$$\delta = \frac{\Delta v}{v_1} = 1 - \cos \frac{180^\circ}{z_1} \quad (16.16)$$

A (16.16) összefüggésből megállapítható, hogy a láncajtás egyenlőtlenségi foka csökkenthető, ha növeljük a fogszámot a lánckeréken. A változó láncsebesség gyorsulásokhoz vezet, amely plusz dinamikai igénybevételt, de zajt is jelent a hajtás működésében.

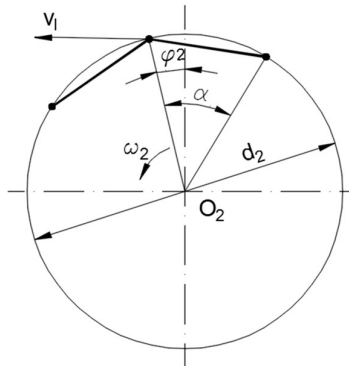
A lánc tangenciális gyorsulását a következőképpen fejezzük ki:

$$a_{l \max} = -r_1 \omega_1^2 \sin \frac{180^\circ}{z_1} = -\left(\frac{\pi n_1}{30}\right)^2 \frac{d_1}{2} \sin = -\left(\frac{\pi n_1}{30}\right)^2 \frac{p}{2}, \quad (16.17)$$

ahol n_1 a hajtókerék fordulatszáma [ford/min].

A (16.17) képletből az $a_{l \max}$ így:

$$|a_{l \max}| = \frac{\pi^2}{1800} p n_1^2 \quad (16.18)$$



176. ábra. A hajtott keréken megjelenő poligonhatás

A (16.18) összefüggésből látható, hogy a gyorsulás maximális értéke csökken a lánc osztásának csökkentésével: minél nagyobb az osztás, annál jobban érzékelhető a poligonhatás jelensége.

Ha a hajtókerék egyenletes szögsebességgel hajt is, a poligonhatás miatt a hajtott kereken gyorsulások jelentkeznek.

A hajtott kerék szögsebessége a 176. ábra jelöléseinek és a mechanikából ismert összefüggések alapján:

$$\omega_2 = \frac{v_l}{r_2 \cos \varphi_2} = \frac{r_1 \omega_1 \cos \varphi_1}{r_2 \cos \varphi_2}, \quad (16.19)$$

ahol r_1 és r_2 a kerekek osztókörének a sugara.

Deriválva a szögsebességet, megkapjuk a hajtott kerék ε_2 szöggyorsulását:

$$\begin{aligned} \varepsilon_2 &= \frac{d}{dt} \left(\frac{r_1 \omega_1 \cos \varphi_1}{r_2 \cos \varphi_2} \right) = \frac{r_1 \omega_1}{r_2} \frac{-\sin \varphi_1 \frac{d\varphi_1}{dt} \cos \varphi_2 + \sin \varphi_2 \frac{d\varphi_2}{dt} \cos \varphi_2}{\cos^2 \varphi_2} \\ &= \frac{r_1 \omega_1^2}{r_2} \frac{\frac{\omega_2}{\omega_1} \sin \varphi_2 \cos \varphi_1 - \sin \varphi_1 \cos \varphi_2}{\cos^2 \varphi_2} \end{aligned} \quad (16.20)$$

A számítások elvégzése után a (16.20) képlet az alábbi alakra egyszerűsödik:

$$\varepsilon_2 = \omega_1^2 \frac{\frac{p}{2 \sin \frac{180^\circ}{z_1}}}{\frac{p}{2 \sin \frac{180^\circ}{z_2}}} - \frac{i_{12} \sin \varphi_2 \cos \varphi_1}{\cos^2 \varphi_2} \quad (16.21)$$

16.1.4. A görgős láncajtás méretezése

A (16.3) képlet segítségével kiszámított maximális láncosztás ismeretében katalógusból olyan, kisebb osztású láncot választunk, amelynél a lánc biztonsági tényezője az előírt határok közé esik.

Ezután kiszámítjuk a lánckerékre ható kerületi erő:

$$F_t = \frac{2M_{t1}}{d_1} = \frac{2M_{t2}}{d_1} \quad (16.22)$$

A lánc mozgása során centrifugális erő is hat a láncre, amelynek mérete:

$$F_c = qv_1^2, \quad (16.23)$$

ahol q az 1 m hosszúságú lánc tömege.

A terhelt láncágat húzó erő lesz a láncot terhelő maximális erő. Ez a kerületi erő és a centrifugális erő összege:

$$F_{max} = F_t + F_c \quad (16.24)$$

Abban az esetben, ha $v_1 \leq 4$ m/s, a centrifugális erő a kerületi erőhöz viszonyítva elhanyagolható. Ha $v_1 > 4$ m/s, a láncra ható maximális húzóerő számításakor a centrifugális erőt is be kell számolni a lánc terhelésébe.

A szabványból kiválasztott lánc szakítóterhelése (F_{szak}) ismeretében a biztonsági tényező értéke a (16.25) képlettel számítható ki:

$$S = \frac{F_{szak}}{F_{max}} \quad (16.25)$$

A biztonsági tényező elsősorban a lánc kerületi sebességének a függvénye és a szakirodalomban található meg.

A lánc osztásának értékét a kerületi sebesség függvényében szokás meghatározni, ajánlott értékeit a 9. táblázat tartalmazza.

9. táblázat. A láncosztás javasolt értékei a kerületi sebesség függvényében

Kerületi sebesség v_1 [m/s]	Láncosztás p [mm]	
	$p < 25,4$	$p \geq 25,4$
0 ÷ 1	6 ÷ 10	5 ÷ 8
1 ÷ 4	20 ÷ 30	10 ÷ 15
4 ÷ 10	30 ÷ 40	15 ÷ 25
10 ÷ 15	40 ÷ 50	

A méretezés után a láncsapot ellenőrizni kell felületi nyomásra (16.26). A megengedett terhelés a lánc minőségétől, a kerületi sebességtől, a terheléstől és a terhelésingadozás nagyságától, frekvenciájától, a fogszámtól, valamint a kívánt élettartamtól függ.

$$p = \frac{F_{max}}{A} \leq p_{meg} \quad (16.26)$$

A csuklófelületen a p_{meg} megengedett felületi nyomás irányértékei tartós terhelés és jó kenés esetén a következők:

- $0 \div 30 \text{ N/mm}^2$ -ig normális,
- $30 \div 60 \text{ N/mm}^2$ -ig nagy,
- $60 \div 120 \text{ N/mm}^2$ -ig nagyon nagy (rövid ideig tartó terheléscsúcsok esetében).

Rossz kenési viszonyok között működő hajtásra az alábbi értékek vannak előírva:

- 15 N/mm^2 rendszeres kenés esetén,
- 7 N/mm^2 nincs rendszeres kenés és a környezet kissé szennyezett,
- 4 N/mm^2 kenés nélkül szennyezett környezetben.

Ha a felületi nyomás nagyobb a megengedettnél, a csuklófelületet nagyobb láncosztással vagy többsoros láncsal kell növelni.

16.2. Fogasszíjhajtások

Ennél a hajtásformánál a teljesítményátvitelt a fogasszíz és fogastárcsák között alakkal és erővel záró kapcsolat hozza létre. A 177. ábrán a fogasszíjhajtás legegyszerűbb szerkezeti megoldása látható: egy végtelenített *fogasszíjből* és két *fogazott tárcsából* áll.

Ha szükséges, a szíz feszességének biztosítására, a körülfogási szög növelésére további *feszítő-* vagy *terelőtárcsák* építhetők be. Az ábrán az a tengelytávot, β az átfogási szöget, d_p a jellemző átmérőt, és d_e a tárcsa külső átmérőjét jelöli.

A dinamikus határokkal szembeni rugalmasság megegyezik a normál ékszíjakéval, hajlékonysága viszont azokhoz képest nagyobb.

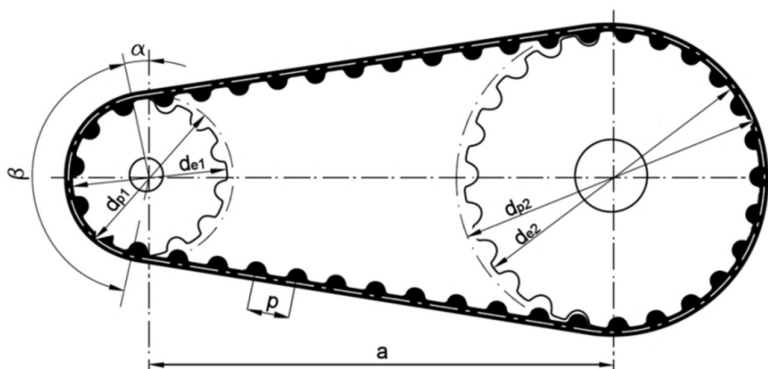
A fogasszíjhajtások *csúszásmentesen* működnek, állandó kinematikai áttételt biztosítanak, így minden olyan esetben megoldást nyújthatnak, ahol ezek a tulajdonságok követelményként jelentkeznek. Így hengeres fogaskerék-, illetve lánchajtás helyettesítésére is alkalmazhatók. A hengeres fogaskerek helyett nagyobb tengelytávok esetén célszerű használni, amikor a feladatot csak túl nagy méretű fogas-

kerekkel vagy több kapcsolódó fogaskerékkel lehetne megoldani. A lánchajtásokkal szemben előnye, hogy kenést és karbantartást nem igényel, a hajtás sokkal csendesebb, rugalmasabb, mint a lánchajtás.

A fogasszíjhajtásokat a mozgástovábbítás és a teljesítményátvitel mellett darab-áru szállítására és gyakran nagy pontosságú pozicionálást igénylő automatizálási feladatok megoldására is alkalmazzák.

A szíjhossz a lánchosszhoz hasonló módon számítható:

$$L = z_r p \quad (16.27)$$



177. ábra. Fogasszíjhajtás geometriája

A szíjhosszon lévő fogak z_r száma, a kerek z_1 , z_2 fogszáma és az a tengelytáv függvényében a (16.28) képlettel számítható ki, amelyben p a szíj fogosztását jelöli:

$$z_r = 2 \frac{a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a} - \text{egész szám} \quad (16.28)$$

Kiszámítva a szíj fogainak a számát, újraszámoljuk a helyesbített tengelytávot:

$$a^* = \frac{p}{4} \left[\left(z_r - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(z_r - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right] \quad (16.29)$$

A kerekek osztókörátmérői az osztás és a fogszámok függvényében:

$$d_{\omega 1} = \frac{p z_1}{\pi}; \quad d_{\omega 2} = \frac{p z_2}{\pi} \quad (16.30)$$

A fogasszíjhajtásban megjelenő erők megegyeznek a szíjhajtásnál ismertetett erőkkel. Az előfeszítést még indítás előtt a tengelytáv változtatásával vagy feszítőtárcsával valósítják meg. Működés közben a fogasszíjban is kialakul a feszes és laza ág, eltérő nagyságú F_1 és F_2 húzóerőkkel.

A szakirodalomban [1] leírt tapasztalatok szerint a fogasszíjhajtás akkor működik a legkedvezőbben, ha a laza szíjágban ébredő húzóerő a kerületi erő $10 \div 30\%$ -a, azaz $F_2 = (0,1 \div 0,3) F_k$. Az előfeszítést tehát úgy kell megválasztani, hogy az előbbi feltétel teljesüljön.

Kéttárcsás hajtás esetén, amikor az előfeszítést a tengelytáv változtatásával érik el, az előfeszítés az $F_0 = (0,6 \div 0,8) F_k$ feltételből számítható. Ekkor a feszes ágban ébredő erő: $F_1 = (1,1 \div 1,3) F_k$ lesz.

A szükséges szíjszélességet a megengedett felületi nyomásból számítjuk:

$$b = \frac{F_t Y}{h_t p_{meg} z_e} \quad (16.31)$$

A (16.31) képletben z_e a szíjjal kapcsolatban lévő fogak száma a kiskeréken:

$$z_e = \frac{z_1 \beta_1}{360} \quad (16.32)$$

továbbá:

Y – lökéstényező (lökésmentes hajtásnál $Y = 1$, kis lökések esetén $Y = 2$, közepes lökések esetén $Y = 3$ és nagy lökések esetén $Y = 4$)

h_t – a fogmagasság

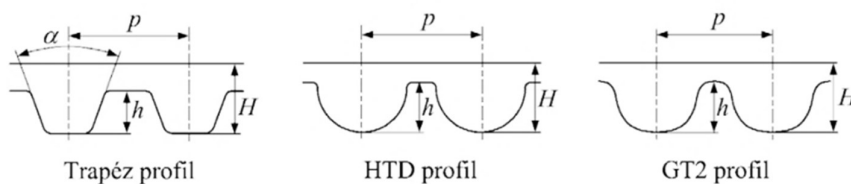
p_{meg} – a megengedett felületi feszültség, $p_{meg} = (0,2 \div 1,6) \text{ N/mm}^2$

Az F_t kerületi erő a (16.33) képlettel számítható:

$$F_t = \frac{2M_1}{d_{p1}} \quad (16.33)$$

A fogasszíjhajtás maximális kerületi sebessége 60 m/s lehet.

A legelső fogasszíjak trapéz profilúak voltak. Jelenleg is megtalálhatók a gyártók kínálatában. Profilszögük általában $\alpha = 40^\circ$ (L , H , XH), kivéve az XL profilt, amelynél $\alpha = 50^\circ$ (178. ábra).



178. ábra. Fogasszíjprofilok [1]

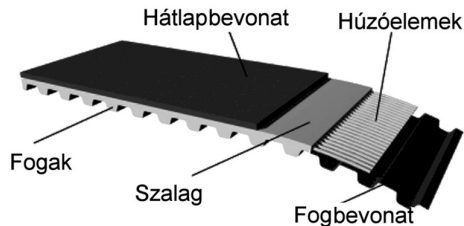
A *metrikus méretű*, trapéz profilú fogasszíjakat T betűvel és az osztás mm-ben kifejezett számértékével jelölik ($T 2$, $T 5$, $T 10$, $T 20$). A profilszög $\alpha = 40^\circ$.

Az $\alpha = 50^\circ$ profilszögű, trapézprofilú AT szíjak nagyobb teljesítmény átvitelére alkalmasak, mint a T típusúak. Jelölésük az AT betűkből és a mm-ben megadott osztásból áll: $AT 5$, $AT 10$, $AT 20$.

A trapézprofilhoz képest nagyobb terhelhetőséggel rendelkeznek a körív fogalakú, HTD (High Torque Drive) szíjak. Jelölésük a HTD betűkből és a mm-ben megadott osztásból áll: $HTD 5$, $HTD 8$, $HTD 14$.

A HTD szíjak profiljának módosításával létrejött $GT2$ profilokkal további teljesítménynövekedést értek el. A gyártó adatlapjaiban található adatok alapján, azonos méretek mellett a $GT2$ szíjak terhelhetősége akár kétszeres is lehet a HTD szíjakéhoz képest. A $GT2$ profilok jelölése hasonló a HTD profilokhoz: $5MGT$, $8MGT$, $14MGT$ [1].

A fogasszíjak szerkezetét a 179. ábra szemlélteti. Alkotórészei: a húzóelem, a szalag, a fogak és a bevonat.

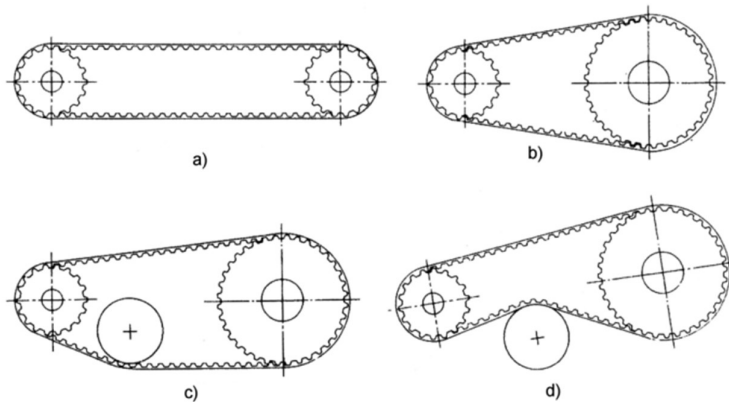


179. ábra. Fogasszíz szerkezete

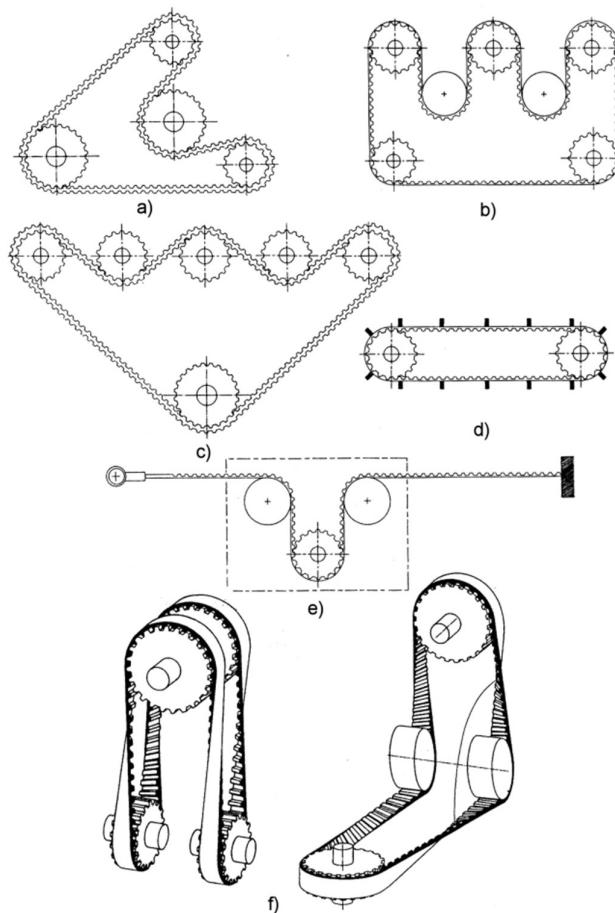
A húzóelemek nagy szilárdságú anyagból készülnek, amelyek rendkívül hajlékonyak, és hosszukat stabilan megőrzik. A húzóelemek poliészter, kevlár, üvegszál vagy acél anyagból készített sodratok.

A szalag és a fogak anyaga azonos: műanyag, amely jó hajlékonyságú, nagy szilárdságú és a környezeti hatásokkal szemben ellenálló. A szíz anyaga általában műanyag, természetes vagy szintetikus gumi, leggyakrabban poliuretán vagy neoprén. A szíz és a fogak bevonata kopásálló, kis súrlódási tényezővel rendelkező anyag, ami a leggyakrabban nejlonszövet [1].

A 180. és 181. ábrákon fogasszíz-hajtás-változatok láthatók:



180. ábra. Kétkerekű fogasszíz-hajtások: a) $i = 1$, b) $i \neq 1$, c) feszítőkerékkel belülről, d) feszítőkerékkel kívülről



181. ábra. Fogasszíjhajtások-típusok: **a)** két oldalon fogazott fordító, **b)** többtengelyű, **c)** két oldalon fogazott többtengelyű, **d)** szállítóhajtás kupákkal, **e)** fordítóhajtás, **f)** szöghajtás

A 180a. és 180b. ábrákon látható megoldások a legegyszerűbb fogasszíj-hajtások: két keréken keresztül és feszítőelemek nélkül; a 180c. és 180d. ábrákon pedig ezek feszítőkerekes változatai láthatók.

A 181.a, b és c ábrákon többkerekű fogasszíj-hajtások, amelyből az a és c változatban mindkét oldalán fogazott szíjhajtások láthatók. A d. ábrán egy tipikus kupás szállítószalaghajtás, az e. változaton egy lineáris- forgómozgássá átalakító szerelés látható. A 181e. és 181f. ábrákon a kerek tengelyei egymással szöget zárnak be.

17. Tengelykapcsolók

A tengelykapcsolók két tengelyvég összekapcsolására szolgáló szerkezeti egységek, amelyek fő feladata a nyomaték (teljesítmény) vagy erő és forgó vagy lineáris mozgás egyik tengelyről a másikra való átvitele. A nyomaték- vagy erőátvitel mellett, a tengelykapcsolók gyakran egyéb szerepeket is elláthatnak:

- esetleges szerelési hibák hatásának csökkentése, káros igénybevételek csökkentése;
- külső lökések, lengések csökkentése vagy megszüntetése;
- lehetővé teszi a tengelyek forgás közbeni össze-, illetve szétkapcsolását;
- korlátozza a maximális igénybevételeket, biztonsági kapcsolóként is működik;
- szabályozza az átvendő nyomatékot, teljesítményt vagy fordulatszámot.

Ezeket a követelményeket egyszerre egyetlen tengelykapcsoló sem tudja kielégíteni. A műszaki fejlődéssel, a teljesítmény, vagy mozgásátvitel mellett újabb üzemi feladatok ellátására is alkalmas tengelykapcsolókat fejlesztettek ki, lehetővé téve a felsorolt egyéb funkciók teljesítését is.

A tengelykapcsolók rendszerbe sorolása különféle szempontok szerint lehetséges. Rendezőelvként rendszerint az üzemtani feladatok ellátása szerint tárgyalják tulajdonságaikat, szerkezeti változataikat, méretezésük elemeit. Eszerint a következő főcsoportokra oszthatók:

Állandó tengelykapcsolók:

- merev tengelykapcsolók;
- kiegyenlítő tengelykapcsolók (ezek lehetnek merevek és rugalmasak).

Kapcsolható tengelykapcsolók:

- nyomatékkapcsolású;
- fordulatszám-kapcsolású;
- forgásirány-kapcsolású.

A tengelykapcsolók lehetnek:

- alakzáróak (csúszás nem léphet fel);
- erőzáróak (súrlódó kapcsolatok).

Tengelykapcsolókat az ipar számára napjainkban rengeteg gyártó ajánl. Ezért általában a hajtásrendszert tervező feladata a megfelelő tengelykapcsoló kiválasztása. A kiválasztást a gyártók dokumentációi segítik. Leghelyesebb, ha ezek ajánlásait követjük.

A tervezés során talán a leghelyesebben úgy járunk el, ha üzemtani, dinamikai, szilárdsági szempontok alapján kiválasztjuk a típust, a méretet, majd ellenőrizzük a választás helyességét, ha pedig szükséges, módosításokat eszközölünk.

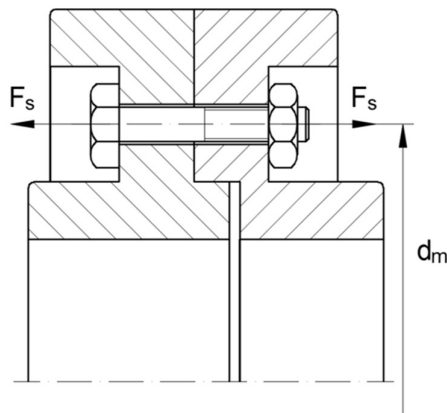
A folyamatban meg kell vizsgálni a terhelés nagysága mellett azok típusát is: lehetnek normális, egyenletes üzemi terhelések, de lehetnek eltérő terhelések az indítás és leállítás során, vagy akár hibás szerelésből adódó pluszterhelések is.

Figyelembe kell venni ugyanakkor az esetleges üzemzavarok okozta rendkívüli terheléseket (például a hibászerű blokkolásokat) is.

Általában a mérnöki gyakorlatban tapasztalati tényezőkkel növelik a névleges terheléseket.

17.1. Tárcsás tengelykapcsoló

A tárcsás tengelykapcsoló a merev tengelykapcsolók közé tartozik (182. ábra). Ezek jellemzője, hogy a kapcsolandó tengelyek és a tengelykapcsoló nyomatékátvivő elemei merev rendszert alkotnak. Tengelyhibák, hibás pozicionálás és a tengelyek közötti szögelfordulás esetén nem alkalmazhatók. Ha gyártási és szerelési pontatlanság miatt mégis létrejön valamilyen tengelyhiba, akkor a tengelyeken lévő ágyazások túlterhelődnek és ennek hatására gyorsan tönkremehetnek.



182. ábra. Tárcsás tengelykapcsoló

Az erőzárással történő nyomatékvitel feltétele az, hogy a terhelőnyomaték értéke mindig kisebb legyen, mint a szerelésből létrejövő súrlódási nyomaték:

$$M_t \leq M_s \quad (17.1)$$

Behelyettesítve a súrlódási nyomatékot a (17.1) összefüggés a következőképpen írható fel:

$$M_t \leq \mu z F_s \frac{d_m}{2} \quad (17.2)$$

Innen kifejezhető a M_t nyomaték átviteléhez egy csavarban megjelenő, szükséges feszítőerő:

$$F_s \geq \frac{2M_t}{\mu z d_m}; F_s = \frac{\pi d_s^2}{4} \frac{\sigma_{meg}}{1,28} \quad (17.3)$$

Ahol z a csavarok száma, $d_s = \frac{d_1 + d_2}{2}$, μ a tárcsák közötti súrlódási együttható.

Innen az F_s erő ismeretében, kifejezhető a csavarok méretezéséhez szükséges d_s átmérő:

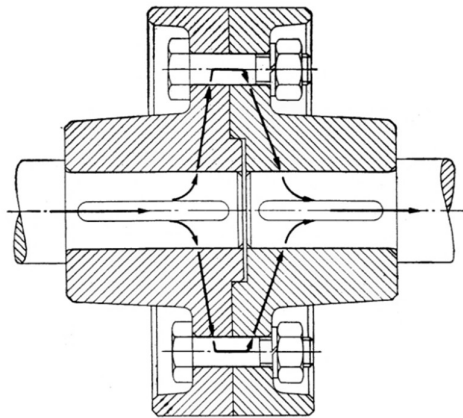
$$d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,28 F_s}{\pi \sigma_{meg}}} \quad (17.4)$$

Vagy az M_t nyomaték és d_m tárcsaátmérő ismeretében:

$$d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,28 \cdot 2M_t}{\mu z d_m \pi \sigma_{meg}}} = 2 \sqrt{\frac{3,562 M_t}{\mu z d_m \pi \sigma_{meg}}} \quad (17.5)$$

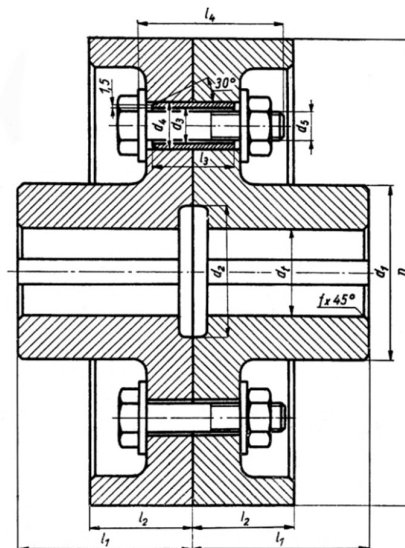
A csavarfejeket és az anyákat, balesetveszély elkerülése céljából, a tárcsák peremeinek fedniük kell.

A 183. ábrán egy védőperemes merev tárcsás tengelykapcsoló látható. A nyilak a terhelésátvitelt szemléltetik.



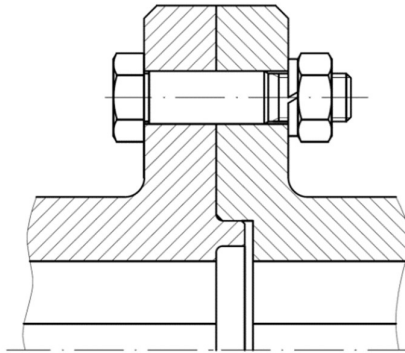
183. ábra. Védőperemes merev tárcsás tengelykapcsoló

A 184. ábrán egy illesztőperselyes, védőperemes merev tárcsás tengelykapcsoló látható. Ennek sajátossága, hogy a tárcsák pontos illesztése céljából egy – esetenként két – illesztőperselyt is használnak.



184. ábra. Védőperemes tárcsás tengelykapcsoló illesztőpersellyel

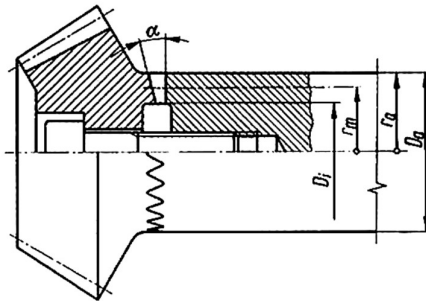
A tárcsás tengelykapcsoló működhet alakzárással is, ekkor a (17.1) – (17.5) egyenletek természetesen nem alkalmazhatóak. Ilyen tengelykapcsoló látható a 185. ábrán.



185. ábra. Alakzáró tárcsás tengelykapcsoló

17.2. Homlokfogazatú tengelykapcsoló

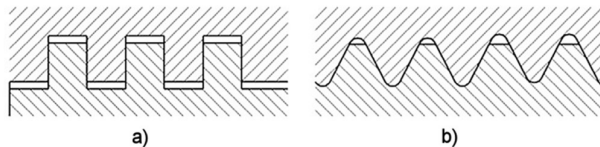
A homlokfogazatú tengelykapcsolót úgy készítik, hogy két csőszerű kapcsoló tag homlokfelületén fogazatot alakítanak ki, amelyek nagy pontossággal egymásba illeszthetők. A fogazatot összeszorító erőt általában a tengelyben kialakított menetes szerkezet vagy csavarkötés biztosítja (186. ábra).



186. ábra. Homlokfogazatú tengelykapcsoló

A homlokfelületen kialakított fogak alakja többféle lehet. A legegyszerűbb a négy-szögletes fogprofil (187a. ábra). Ilyen fogazatot alakítanak ki a körmös kapcsolókon.

Körmös kapcsolót merev kapcsolóként csak ritkán alkalmaznak, többnyire kiegyenlítő vagy kikapcsolható tengelykapcsolóként használják.



187. ábra. Homlokfogazatú tengelykapcsoló fogprofilok

A homlokfogazatú tengelykapcsolók legelterjedtebb kialakítása az ék alakú Hirth-fogazat (187b. ábra).

A homlokfogazatú kapcsolókat általában nagyméretű, sok szerelt felülettel rendelkező tengelyeknél használják. Az így kialakított tengelyre merőlegesen több helyen osztásokat készítenek. Ez a műszaki megoldás több előnyös tulajdonságot eredményez: egyes részei különböző anyagból készülhetnek; ezen kívül az egyszerűbb alakú tengelyrészek gyártása is egyszerűbb, és az előírt hőkezelések külön-külön is elvégezhetők. A tengely szerelhetősége lehetővé teszi, hogy olyan helyeken is osztatlan gördülőcsapágyakat alkalmazzunk, ahol a szerelhetőség miatt csak osztott, egyedi tervezésű és gyártású siklócsapágyat használhatnánk. A homlokfogazatú kapcsolók lehetővé teszik az egyes tengelyszakaszok szöghelyzetének beállítását. További előnyük, hogy a tengely meghibásodása esetén, csak a tönkrement tengelyrészt kell kicserélni. A többi tengelykapcsolóhoz képest ezeknek a tengelykapcsolóknak a legkisebb a helyszükséglete. Az önmagukat központosító kapcsolóttagok és a kötéshez létrehozandó egyetlen csavarkötés gyors és egyszerű szerelést tesz lehetővé [1].

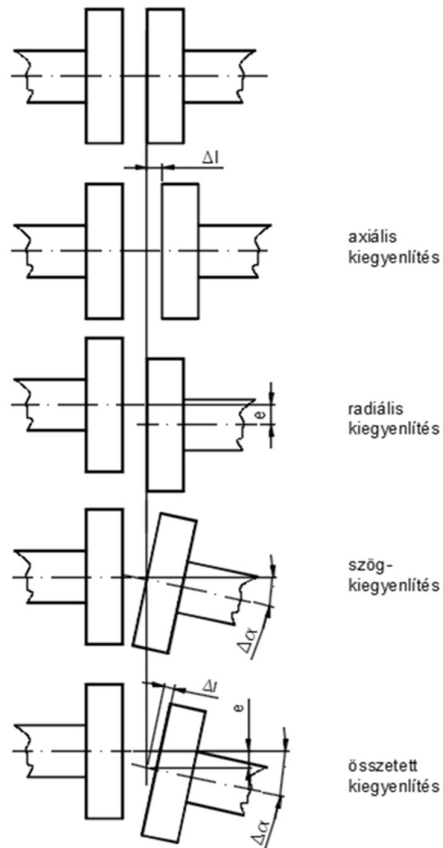
17.3. Tengelyirányú és radiális irányú kiegyenlítő tengelykapcsolók

A fent ismertetett tengelykapcsolókra jellemző, hogy a tengelyek között sem egytengelyűségi hiba, sem más eltérés nem engedhető meg. Van azonban olyan eset, ahol működés közben számítani kell a tengelyek hossznövekedésére (például a magas hőmérséklet által okozott hőtágulásra), vagy olyan eset, amikor nem biztosítható folyamatosan az egytengelyűség. Az ilyen és hasonló esetekben kiegyenlítő tengelykapcsolókat használunk.

A kiegyenlítőkapcsolók a tengelyek elhelyezkedésének hibáit (radiális, axiális vagy szögeltérés) szerkezetüktől függően kiegyenlítik, a nyomatékot vagy a merev

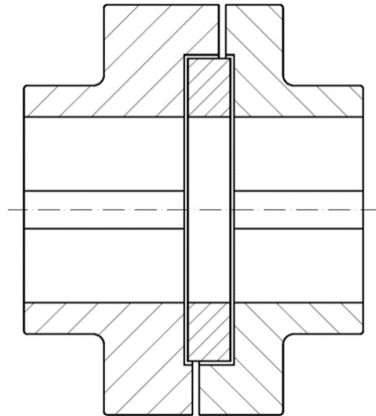
kapcsolókhoz hasonlóan változatlanul (például hődilatációs kapcsoló), vagy szerkezetükből eredően torzítva (pl. kardánok) adják tovább. Kivétel nélkül alakzárók.

Az összekapcsolt tengelyek középvonalai a gyakorlatban ritkán esnek egy egyenesbe, sokszor a kapcsolt gépek pontos axiális beállítása sem tökéletes, valamint gyakori a tengelyek egymással szöget bezáró elhelyezkedése is. Ezeket az egytengelyűségtől való eltéréseket tengelyhibáknak nevezzük. Az elmondottak szerint a tengelykapcsoló felek viszonyában jelentkező tengelyhibák radiális, axiális, szögirányú vagy ezekből összetevődő általános eltéréseket jelentenek az egytengelyűségtől. Ezen hibák kiegyenlítésére a tengelykapcsolók egy sajátos csoportjára, a kiegyenlítő tengelykapcsolókra van szükség (188. ábra).



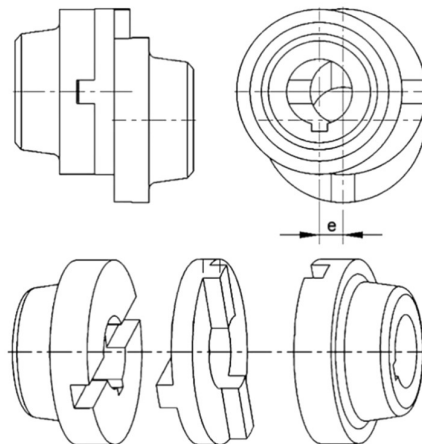
188. ábra. Kiegyenlítő kapcsolók elvi vázlata

Axiális kiegyenlítésre (például a hőkitérjedés kompenzációjára) alkalmas a hődilataációs tengelykapcsoló (189. ábra). Ennél a típusnál a tengelyek végeire erősített tárcsákat körmökkel látják el, és nem csavarozzák össze őket.



189. ábra. Dilatációs tengelykapcsoló

A radiális tengelyeltérések kiegyenlítésére (egytengelyűségi hiba) az Oldham-tengelykapcsolót használják. A tengelyvégekre erősített tárcsák közé egy harmadik tárcsát (betéttárcsát) helyeznek el, amelynek két homlokfelületén egymásra merőleges kapcsolólécek vagy hornyok találhatók (190. ábra).



190. ábra. Oldham-féle tengelykapcsoló

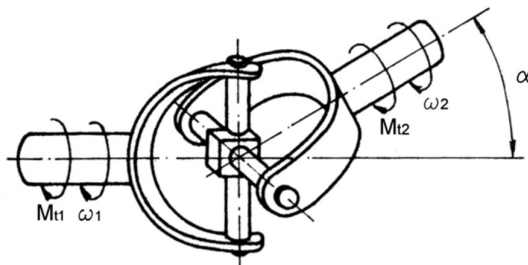
Az Oldham-féle tengelykapcsoló a sugárirányban kismértékben eltolt, párhuzamos tengelyek között is tud nyomatékot közölni.

Mivel a betéttárcsa a tengelyvégekhez képest a megfelelő vezeték irányában elmozdulhat, ki tudja egyenlíteni a tengelyek kismértékű excentricitását, miközben bolygó mozgást végez. Azonban a bolygó mozgás miatt nagy fordulatszámnál nagy centrifugális erők ébrednek, a csúszás miatt pedig nagy a hőfejlődés. Emiatt az Oldham-féle tengelykapcsolót csak kis fordulatszámú hajtásokban alkalmazzák.

17.4. Kardán tengelykapcsoló

A kardán tengelykapcsolók egymással $5 \div 15^\circ$ -os szöget bezáró tengelyek kiegyenlítésére alkalmasak, állandó kapcsolatot biztosítva a tengelyek között.

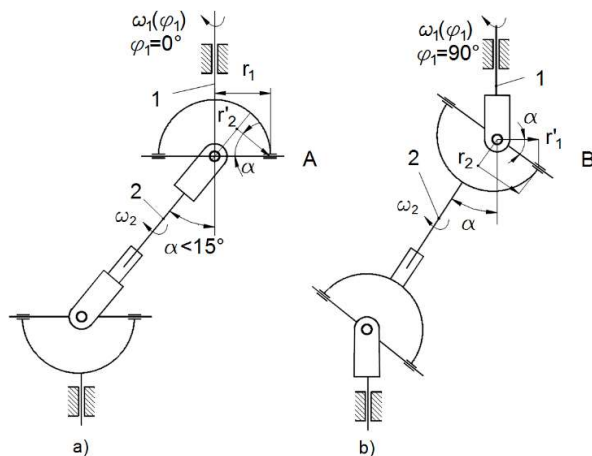
A 191. ábra a kardánkapcsoló elvi vázlatát szemlélteti.



191. ábra. Kardánkapcsoló elvi vázlata

Felépítését tekintve a kardán- vagy gömbcsuklós tengelykapcsoló egy merev csuklós kereszt, amelynek végeit a tengelyvégekre erősített villákban elforgathatóan csapágyazzák. Mivel a villák tengelyvonalai merőlegesek egymásra, az egyik tengely a másikhoz viszonyítva egyidejűleg két, egymásra merőleges tengely körül fordulhat el, tehát bármelyik irányban beállhat, miközben a nyomatékátvitel zavartalan. A szerkezet nagy hátránya, hogy a két tengely szögsebessége csak akkor azonos, ha a tengelyvonalak egybeesnek.

A kardánkereszt csuklókat közepes és nagy nyomatékok átvitelére alkalmazzák, elsősorban járművekben, mezőgazdasági erő- és munkagép-kapcsolatoknál, de nehézipari berendezésekben (hengerművek, sajtók stb.) is előfordulnak. Gépjárművek esetében a rugózott alvásról a rugózatlan hátsó tengely hajtására alkalmazzák.



192. ábra. Dupla kardánkapcsoló elvi vázlata

Vizsgáljuk meg a 192. ábrán látható dupla kardánkapcsolós rendszer 1-es és 2-es tengelyei közötti kinematikai viszonyokat. Az 1-es tengely (bemeneti) ω_1 állandó szögsebességgel (amely a φ_1 elfordulási szög függvénye), a 2-es tengely (kimeneti) pedig ω_2 -vel forog. A 192a. ábra a tengelykapcsolót $\varphi_1 = 0^\circ$ (elfordulás nélkül) és a 192b. ábra $\varphi_1 = 90^\circ$ -al elfordult pozícióban ábrázolja.

Tekintsük a $\varphi_1 = 0^\circ$ helyzetben lévő csuklót. Az A csuklóban az 1-es tengely kerületi sebessége:

$$V_{1A} = r_1 \omega_1 \quad (17.6)$$

A 2-es tengely kerületi sebessége, ugyancsak az A csuklóban:

$$V_{2A} = r'_2 \omega_2 = r_1 \omega_2 \cos \alpha \quad (17.7)$$

A két kerületi sebesség egyenlő kell legyen:

$$V_{1A} = V_{2A} \quad (17.8)$$

Behelyettesítve a (17.6) és a (17.7) képleteket a (17.8)-ba, kapjuk, hogy:

$$r_1 \omega_1 = r_1 \omega_2 \cos \alpha \quad (17.9)$$

Megfigyelhető, hogy ebben az elfordulási helyzetben, mivel $\cos \alpha < 1$, az ω_2 szögsebesség nagyobb, mint az ω_1 , és változik, ha változik az α szög:

$$\omega_1 = \omega_2 \cos \alpha \quad (17.10)$$

Vagyis:

$$\omega_{2max} = \frac{\omega_1}{\cos \alpha} \quad (17.11)$$

A $\varphi_1 = 90^\circ$ helyzetben lévő kapcsoló esetén vizsgáljuk meg a B csukló kinematikáját. Az 1-es tengely kerületi sebessége:

$$V_{1B} = r_1' \omega_1 = r_2 \omega_2 \cos \alpha \quad (17.12)$$

A 2-es tengely kerületi sebessége pedig:

$$V_{2B} = r_2 \omega_2 \quad (17.13)$$

Ebben a helyzetben is a kerületi sebességek egyenlőek, tehát:

$$V_{1B} = V_{2B} \quad (17.14)$$

Behelyettesítve a (17.12) és (17.13) képleteket:

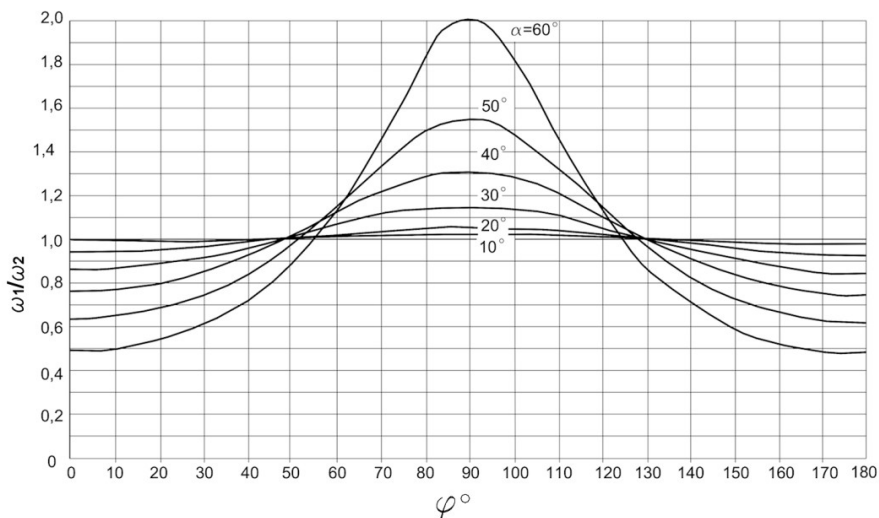
$$r_2 \omega_1 \cos \alpha = r_2 \omega_2 \quad (17.15)$$

Ebben az esetben megfigyelhető, hogy az ω_2 szögsebesség kisebb, mint az ω_1 , és változik, ha változik az α szög, mivel $\cos \alpha < 1$, az:

$$\omega_{2min} = \omega_2 \cos \alpha \quad (17.16)$$

Megállapítható, hogy a kimeneti szögsebesség két szélsőérték között változhat a φ_1 és az α szög függvényében (193. ábra):

$$\omega_{2min} \leq \omega_2 \leq \omega_{2max} \quad (17.17)$$



193. ábra. Az áttételi arány változása kardánkapcsolónál [1]

Az áttételi arány ingadozása jól jellemezhető a kardánkapcsoló úgynevezett egyenlőtlenségi fokával (δ):

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_1} = \frac{\frac{\omega_1}{\cos \alpha} - \omega_1 \sin \alpha}{\omega_1} = \frac{1 - \cos \alpha^2}{\cos \alpha} = \operatorname{tg} \alpha \sin \alpha \quad (17.18)$$

A fentiek alapján megállapítható, hogy a kardánkapcsoló nagy hátránya, hogy a két tengely szögsebessége csak akkor azonos, ha a két tengely egyvonalú. Ellenkező esetben, még ha a hajtó tengely szögsebessége állandó is, a hajtott tengely szögsebessége periodikusan ingadozik az α szög nagyságától függően. Minél nagyobb a szögeltérés, annál nagyobb a szögsebesség-ingadozás.

A szögsebesség-ingadozás kiküszöbölhető, ha egy helyett két kardáncsuklót alkalmazunk, arról gondoskodva, hogy a második kardán az ingadozások az elsőtől ellenkező értelemben történjenek. Ezt a 192. ábra szerint a 2-es tengellyel ugyancsak α szöget bezáró harmadik tengellyel érhetjük el olyan elrendezésben, hogy a 2-es tengely villája azonos vagy párhuzamos síkban fekszik. Ennél az elrendezésnél a harmadik tengely ismét állandó szögsebességgel forog.

Ha a 2-es tengelynek a rugózás miatt α szög alatt kell mozogni, akkor a tengelynek a hosszúságváltozásai az egymásba nyúló bordástengely és hornyos csőten-gely segítségével áthidalhatók.

A gyakorlatban csaknem kivétel nélkül párosával építik be a kardánkapcsolókat. A kardán tengelykapcsoló teljesítményátvitelét vizsgálva felírjuk a hajtott tengely teljesítményének ismert alakjait:

$$P_2 = \eta P_1 ; \quad T_2 \omega_2 = \eta T_1 \omega_1 ; \quad T_2 = \eta T_1 \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (17.19)$$

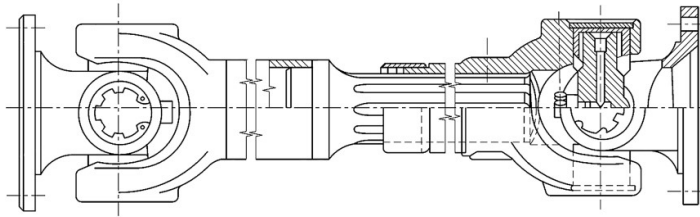
Figyelembe véve a (17.11) és a (17.16) összefüggéseket, észre lehet venni, hogy a kimeneti tengely teljesítménye is egy minimális és maximális érték között változik:

$$T_{2max} = \eta T_1 \frac{\omega_1}{\omega_{2min}} = \eta T_1 \frac{\omega_1}{\omega_1 \cos \alpha} = \eta T_1 \frac{1}{\cos \alpha} \quad (17.20)$$

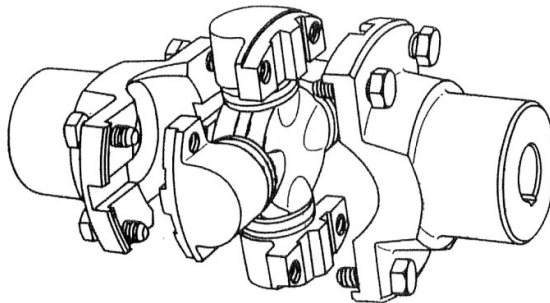
$$T_{2min} = \eta T_1 \frac{\omega_1}{\omega_{2max}} = \eta T_1 \frac{\omega_1}{\frac{\omega_1}{\cos \alpha}} = \eta T_1 \cos \alpha \quad (17.21)$$

A kardáncsuklót az átvitt nyomaték legnagyobb értékére méretezik.

A 194. ábrán egy kardántengely és a 195. ábrán egy tűgörgőkön ágyazott kar-dáncsukló látható.



194. ábra. Kardántengely [1]



195. ábra. Tűgörgőkön ágyazott kardánkeresztcsukló

17.5. Rugalmas tengelykapcsolók

Az eddig ismertetett tengelykapcsolókra jellemző, hogy a működés közben bekövetkező lökésszerű terheléseket csillapítás nélkül átviszik. Ez a tulajdonság legtöbbször káros vagy hátrányos, de kiküszöbölhető, ha a nyomatékátvitel valamilyen rugalmas elemen keresztül történik, vagyis a két kapcsoló tag csak rugalmas elemeken keresztül kapcsolódik. Az ilyen kialakítású kapcsolók kismértékben szögki egyenlítésre is alkalmasak.

A rugalmas elemek a kerületi erő változásakor alakváltozást szenvednek, így a két kapcsoló tag egymáshoz képest elmozdulhat. A rugalmas elemek lehetnek tárcsák, dugók, szalagok vagy tűk.

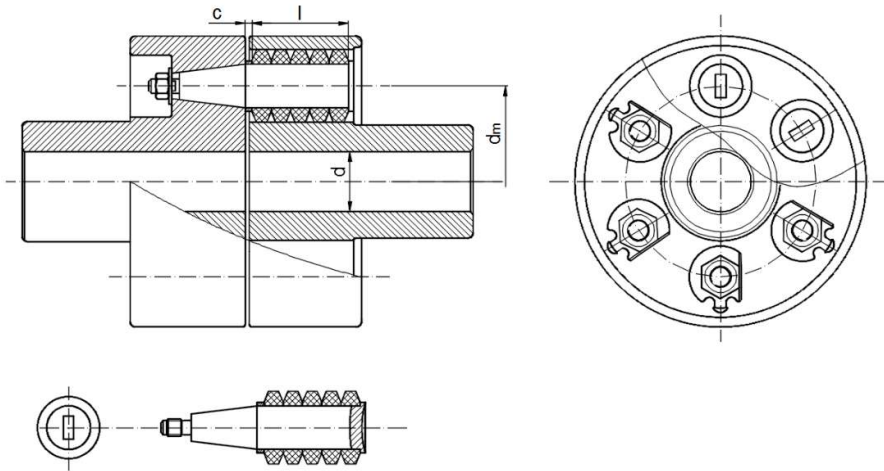
17.5.1. Gumitárcsás rugalmas tengelykapcsoló

A gumilemezes tengelykapcsoló a tárcsás tengelykapcsoló módosított változata (196. ábra). A tárcsás tengelykapcsoló azáltal válik rugalmassá, hogy az összefogó csavarok az egyik tengelykapcsoló félhez $4 \div 7$ darab kúpos gumigyűrű közvetítésével kapcsolódnak. A gumigyűrűkön keresztül való kapcsolás szögeltérést enged meg a hajtó és hajtott tengelyek között.

A számítást az M_{cs} csavarónyomatékkal végezzük, amelyet a névleges csavarónyomaték és a k biztonsági tényező szorzatából kapunk:

$$M_{cs} = kM_n \quad (17.22)$$

A k biztonsági együttható a terhelés dinamikus jellegét veszi figyelembe, és a gyártó katalógusában található meg.



196. ábra. Gumitárcsás tengelykapcsoló

Egyetlen csavarra jutó erő a (17.23) képlettel számítható:

$$F_k = \frac{M_{cs}}{z d_m} \quad (17.23)$$

A tengelykapcsoló fő igénybevétele a gumigyűrűkben jelentkező felületi nyomás, amely a (17.24) képlettel számítható:

$$p = \frac{F_k}{ld} \leq p_{meg} = (1 \div 3) \frac{N}{mm^2} \quad (17.24)$$

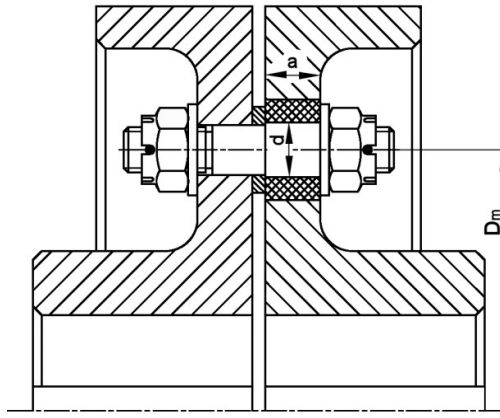
Mivel a csavarok a működés során hajlításra is igénybe vannak véve, szükséges a megjelenő hajlítófeszültség ellenőrzése is:

$$\sigma_h = \frac{M_h}{W} = \frac{F_k \left(\frac{l}{2} + c \right)}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{16 F_k (l + 2c)}{\pi d^3} \leq \sigma_{h meg} \quad (17.25)$$

A tengelykapcsoló a következő eltéréseket engedi meg: a radiális eltérés $(0,3 \div 0,6)$ mm; illetve a szögeltérés $<1^\circ$.

17.5.2. Gumidugós tengelykapcsoló

Az egyik leggyakrabban alkalmazott rugalmas tengelykapcsoló a gumidugós tengelykapcsoló (197. ábra). Ez a kapcsoló a tárcsás tengelykapcsoló módosított változata, amelynél az összefogó csavarok körül elhelyezett, acélcsőre vulkanizált gumidugó biztosít rugalmasságot. Az összefogó csavar az egyik tárcsában illesztve van, a gumidugó a másik tárcsában kiképzett nagyobb átmérőjű furatban helyezkedik el. Ez a típusú kapcsoló szabványosítva.



197. ábra. Gumidugós tengelykapcsoló

A gumidugós tengelykapcsoló méretezését palástnyomásra végezzük. A dugókat terhelő kerületi erő:

$$F_k = \frac{2M_{cs}}{D_m z}, \quad (17.26)$$

ahol z a csavarok száma és M_t a terhelő csavarónyomaték.

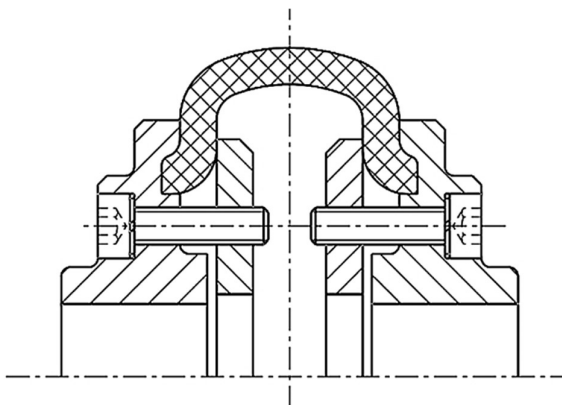
A dugó külső felületére ható palástnyomás innen:

$$p = \frac{F_k}{da} \quad (17.27)$$

17.5.3. Rugalmas abroncsos tengelykapcsoló

A rugalmas tengelykapcsolók egy másik csoportja a rugalmas abroncsos tengelykapcsolók. Ennek több fajtája és kivitelezési típusa létezik, és a leggyakoribb típusa a Periflex-kapcsoló. Ennek rugalmas eleme egy vászonbetétes gumielem, melyet a szétszerelhetőség biztosítására egy helyen széthasítanak. Az abroncsot csavarokkal leszorított gyűrűk rögzítik a kapcsolótárcsákhoz (198. ábra).

Ez a típusú tengelykapcsoló, rugalmasságán kívül, nagymértékű kiegyenlítő képességgel rendelkezik, tengelyirányban, például, 6 mm-es eltérést is ki tud egyenlíteni.

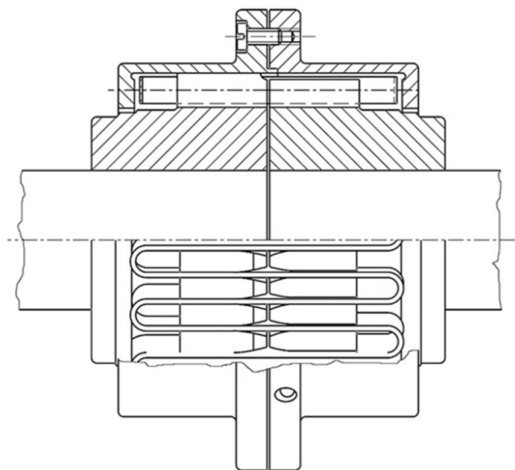


198. ábra. Periflex-tengelykapcsoló

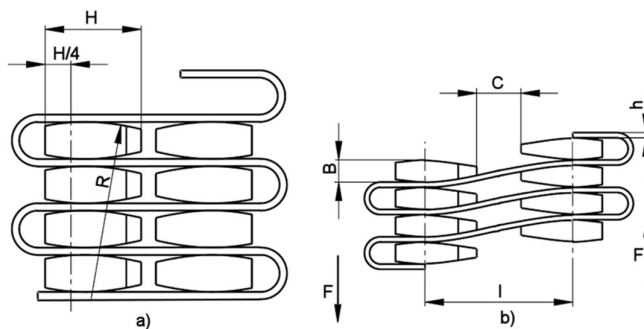
17.5.4. Acélszalagrugós tengelykapcsoló

A rugóelemes tengelykapcsolók közül az egyik legismertebb a kígyószerűen hajlított rugóval szerelt acélszalagrugós, vagy ismertebb nevén Bibby-féle kapcsoló. Az összekapcsolt tengelyvégeken szerkezeti acélból kimunkált vagy öntött acélból készített, fogazott agyakat rögzítenek. A fogak között helyezkedik el a több darabból álló, különleges rugóacélból készített hajlított rugószalag (199. ábra és 200. ábra). Nagyméretű kapcsolóknál egymás alatt több (két-három) rugószalag is elhelyezhető. A fogoldalak domborítottak, ezért a szalagok csak nagy terhelés esetén fekszenek fel [1]. Kisebb terhelésnél a rugószalag jelleggörbéje lineáris.

A rugók leesését ez esetben is a külső burkolat akadályozza meg. Ez tartalmazza a kenőanyagot is.



199. ábra. Bibby-féle tengelykapcsoló [1]



200. ábra. Bibby-féle tengelykapcsoló: **a)** terheletlen és **b)** terhelt állapotban [1]

A fogoldal és a rugó érintkezési pontjában ható kerületi erő:

$$F_k = \frac{2M_{cs}}{kDz}, \quad (17.28)$$

ahol z a fogsorszám, k az egymás felett elhelyezett szalagok száma, D az osztókörátmérő.

A két kapcsolótág relatív elmozdulása az osztókörön mérve [1]:

$$f = \frac{Fl^3}{12EI} \quad (17.29)$$

A kapcsolópárok relatív elmozdulása pedig:

$$\varphi = \frac{2F}{D} = \frac{Fl^3}{6DIE} = \frac{M_{cs}l^3}{3D^2zkIE} \quad (17.30)$$

A rugómerevség innen a (17.31) képlettel számítható:

$$s = \frac{M_{cs}}{\varphi} = \frac{3D^2zkIE}{l^3} \quad (17.31)$$

A rugóban ébredő feszültség [1]:

$$\sigma = \frac{Fh}{2I} = \frac{M_tlh}{2kIDz} \leq \sigma_{meg} \quad (17.32)$$

A (17.32) egyenletből kifejezve a rugó h vastagságát és behelyettesítve a (17.31) képletet, a rugó vastagsága:

$$h = \frac{2l^2s\sigma_{meg}}{3DEM_{cs}}, \quad (17.33)$$

ahol $\sigma_{meg} = 450 \div 550 \text{ N/mm}^2$.

Figyelembe véve, hogy a rugó keresztmetszete b szélességű és h vastagságú téglalap:

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad (17.34)$$

Innen kifejezhető a rugó szélessége:

$$b = \frac{6M_{cs}l}{h^2kDz\sigma_{meg}} \quad (17.35)$$

A z fogsámot, az egy horonyban elhelyezkedő szalagok k számát és a fogazat t osztását táblázatok tartalmazzák.

17.6. Erőzáró dörzskapcsolók

Az erőzáró tengelykapcsolók fő jellemzője, hogy a hajtó és a hajtott gép közötti kapcsolat külső beavatkozással vagy automatikusan, tetszés szerinti gyakorisággal megszakítható és újralétesíthető. A nyomatékátvitel a súrlódó felületek összeszorításával valósul meg. A súrlódó felületek egyike vagy csoportja elmozdítható, és összezárásukhoz kapcsolómechanizmus útján kellő erőt kell kifejteni.

A kapcsolóerő lehet: mechanikus, elektromágneses, pneumatikus, hidraulikus vagy piezoelektromos jellegű. Erőzáráshoz a kapcsolóerőt folyamatosan biztosítani kell. A terhelési nyomatékot fokozatosan növelhető súrlódó erő viszi át.

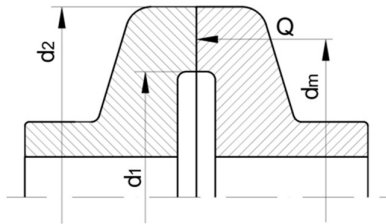
Az erőzáró dörzskapcsolókat fokozatos indítás és túlterhelés esetén pedig megcsúszás jellemzi. Minden bekapcsolásnál a fellépő csúszás miatt hő keletkezik, ami energiavesztést okoz.

A súrlódó felületek kialakítása szerint a kapcsolók tárcsás, kúpos, lemezes és hengeres dörzsfelületűek lehetnek.

Ezek közül a lemezes kapcsolók legtöbbször olajkenésű, a többi kapcsoló szárazon működik.

17.6.1. Tárcsás dörzskapcsoló

A 201. ábrán egy egyszerű tárcsás dörzskapcsoló látható. A tárcsák összenyomása Q erővel történik, a terhelési nyomaték M_{cs} .



201. ábra. Tárcsás dörzskapcsoló

A tárcsákat összenyomó maximális erő értéke a (17.36) képlettel számítható:

$$Q \approx \pi d_m b p_{meg} \quad (17.36)$$

A nyomatékátvitel feltétele, hogy a súrlódási nyomaték nagyobb legyen, mint a terhelési nyomaték:

$$M_{cs} \leq M_s = \mu Q \frac{d_m}{2}, \quad (17.37)$$

ahol a súrlódási gyűrű szélessége:

$$b = \psi_m d_m, \quad (17.38)$$

illetve a tárcsa d_m átlagátmérője:

$$d_m = \frac{d_2 + d_1}{2} \quad (17.39)$$

Behelyettesítve a (17.36) képletet a (17.37) képletbe:

$$M_{cs} \leq \mu \pi d_m \psi_m d_m p_{meg} \frac{d_m}{2} \quad (17.40)$$

Innen a tárcsa d_m átlagátmérője a (17.41) képlettel számítható:

$$d_m \geq \sqrt[3]{\frac{2M_{cs}}{\mu \pi \psi_m p_{meg}}} \quad (17.41)$$

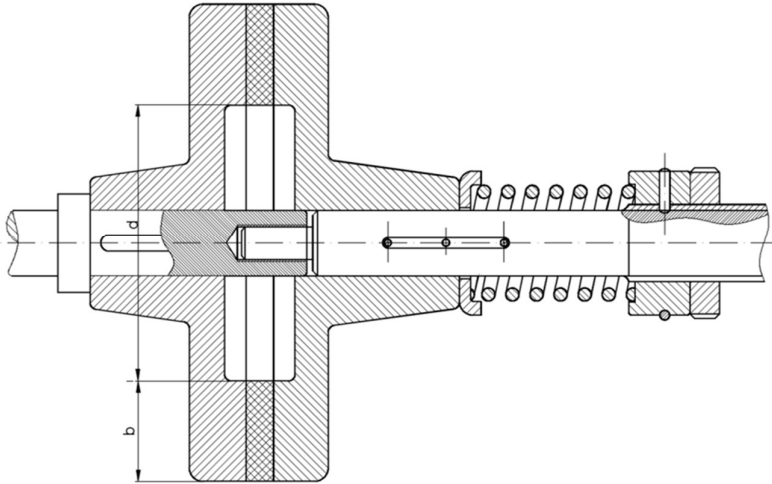
A katalógusokban és szakirodalomban kiválasztott ψ_m alapján, használva a (17.42) és (17.43) képleteket, kiszámítható a d_1 belső és d_2 külső tárcsaátmérő:

$$\frac{d_2 - d_1}{2} = b = \psi_m d_m \quad (17.42)$$

$$d_2 = (1 + \psi_m) d_m; \quad d_1 = (1 - \psi_m) d_m \quad (17.43)$$

A 202. ábrán egy önműködő tárcsás tengelykapcsoló látható. A tárcsák összenyomása rugó segítségével történik, amelynek rugóereje egy anyacsavarral állítható. Ennek köszönhetően, amikor a beállított összeszorító erőnek megfelelő súrlódási nyomaték értékét meghaladja a terhelési nyomaték, a tengelykapcsoló meg-

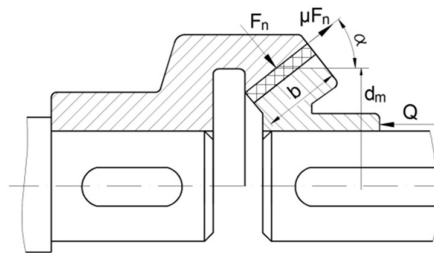
csúszik, így megszakad a nyomatékátvitel. A biztonsági tengelykapcsoló olyan helyeken van alkalmazva, ahol a meghajtott tengely leblokkolása veszélyeztetné a hajtást biztosító szerkezetet vagy motort.



202. ábra. Önműködő tárcsás dörzskapcsoló

17.6.2. Kúpos súrlódó tengelykapcsoló

A 203. ábrán látható dörzskapcsoló egymáshoz szorított, a teljes palástfelszínen érintkező kúpfelületek által viszi át a nyomatékot.



203. ábra. Kúpos dörzskapcsoló

A nyomatékátvitel a Q nyomóerő segítségével valósul meg. Ennek az α kúpszögű felületekre merőlegesen ébredő erőkomponense az F_n , valamint az ennek hatására fellépő $F_s = \mu F_n$ súrlódási erő segítségével felírható a szerkezet erőegyensúlya:

$$\begin{aligned}
 Q &= \mu F_n \cos \alpha + F_n \sin \alpha = F_n (\sin \alpha + \mu \cos \alpha) = \frac{2M_{cs}}{\mu d_m} (\sin \alpha + \mu \cos \alpha) \\
 &= \frac{2M_{cs} \cos \alpha}{\mu d_m} (\operatorname{tg} \alpha + \mu),
 \end{aligned} \tag{17.44}$$

ahol M_{cs} a terhelési nyomaték.

Az átvihető nyomaték felső határát az anyagfüggő p_{meg} megengedett felületi nyomásfeszültség szabja meg. A kapcsolódó kúpfelületekre normális F_n erő és a megengedett nyomófeszültség kapcsolata a következő:

$$F_n \cos \alpha = \pi d_m b p_{meg} \cos \alpha \rightarrow F_n = \pi d_m b p_{meg} \tag{17.45}$$

Felírva az erőzáró tengelykapcsolók alapösszefüggését, az M_{cs} nyomaték és a szükséges normálerő közötti összefüggést kapjuk:

$$M_{cs} \leq M_s \rightarrow M_{cs} \leq \mu F_n \frac{d_m}{2} \tag{17.46}$$

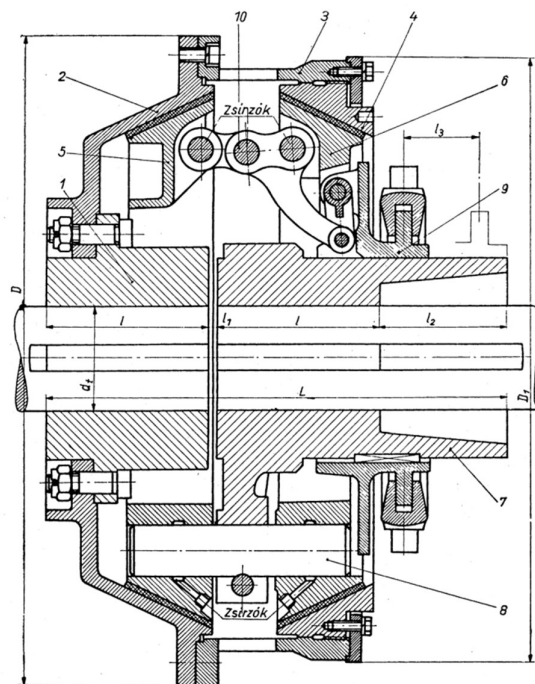
Figyelembe véve, hogy

$$b = \Psi_m d_m \tag{17.47}$$

és behelyettesítve a (17.45) képletet a (17.46) képletbe, megkapjuk a tengelykapcsoló d_m középméretjének méretezéséhez szükséges összefüggést:

$$M_{cs} \leq \mu \pi d_m \Psi_m d_m p_{meg} \frac{d_m}{2} \rightarrow d_m \geq \sqrt[3]{\frac{2M_{cs}}{\mu \pi \Psi_m p_{meg}}} \tag{17.48}$$

A 204. ábrán egy duplakúpos dörzskapcsoló látható. A tengelykapcsoló működése az ábra alapján a következőképpen magyarázható: a (2, 3, 4) házszerű egység az (1) agyhoz van rögzítve. A (7) agyra szerelt (8) csapok tartják az (5), (6) súrlódóbetétes gyűrűket. A nyomatékátvitel oldását a (9) csúszóelem segítségével mozgott (10) billenőmechanizmus végzi [1].



204. ábra. Önműködő kúpos dörzskapcsoló [1]

17.6.3. Lemezes súrlódó tengelykapcsoló

Az átvihető nyomaték nagyságát az összeszorító erő által létrehozott súrlódási erő nagysága befolyásolja. Ennek növelését a súrlódó felületek számának növelésével érhetjük el. A lemezes súrlódó tengelykapcsoló, a számos lemezpár következményeként, kis helyet foglal és nagy nyomatékátvitelre alkalmas (205. ábra).

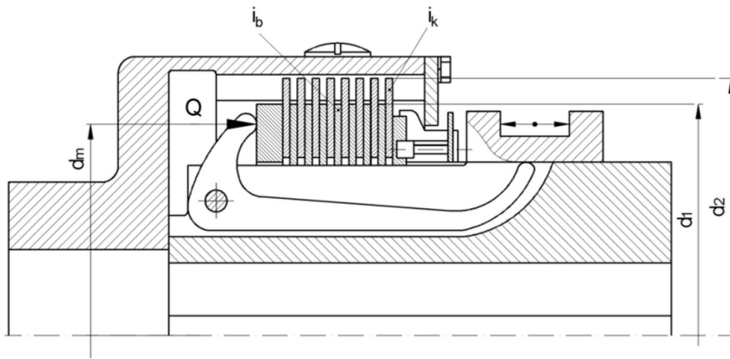
A kapcsoló felépítése olyan, hogy a lemezeket két vastagabb belső fogazatú nyomótárcsa közé illesztik.

A súrlódó tárcsák alternatív módon kapcsolódnak a bal, illetve a jobb oldali tengelyhez: a bal oldali tengelyhez való kapcsolódás az agyban kialakított bordákon keresztül, külső tárcsafogazattal, míg a jobboldalhoz való kapcsolódás a tengely bordázatához, értelemszerűen belső fogazattal, alakzáró módon történik.

Ha a súrlódó felületek száma z , akkor a belső, tengelyre kapcsolódó lemezek i_b száma és a külső agyra kapcsolódó lemezek i_k száma a következő módon számítható:

$$i_b = \frac{z}{2} + 1 \text{ és } i_k = \frac{z}{2} \quad (17.49)$$

Műszaki tapasztalatok alapján célszerű a súrlódó felületek számát $z \leq 14+16$ -ra határolni.



205.ábra. Lemezes dörzskapcsoló

A lemezes súrlódó tengelykapcsolóra a tárcsás dörzskapcsolónál ismertetett összefüggéshez hasonló összefüggések írhatók fel:

$$Q \approx \pi d_m b p_{meg}; \quad M_{cs} \leq M_s = \mu Q z \frac{d_m}{2}; \quad b = \psi_m d_m \quad (17.50)$$

$$M_{cs} \leq \mu \pi d_m \psi_m d_m p_{meg} z \frac{d_m}{2} \quad (17.51)$$

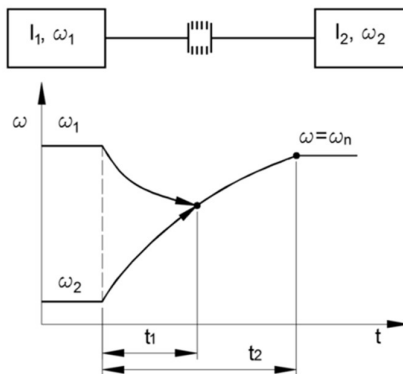
Innen következik a tengelykapcsoló átlagátmérőjének méretezéséhez szükséges képlet:

$$d_m \geq \sqrt[3]{\frac{2M_{cs}}{\mu \pi \psi_m z p_{meg}}} \quad (17.52)$$

17.7. A dörzskapcsoló indítási folyamata

A dörzskapcsolókra végzett számítások másik célja az, hogy az indítási periódusban megvizsgáljuk az energia, a nyomaték és a teljesítmény változását. Ebből, az érintkező felületek anyagának függvényében, választ kapunk a kapcsolási időre, a tengelykapcsoló felmelegedésére és várható élettartamára.

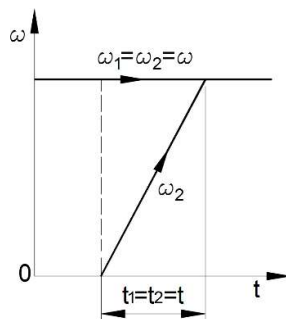
A tengelykapcsoló működését több tényező is befolyásolja. Ezek közül a legfontosabbak: a hajtó és hajtott oldali nyomatékváltozás, az összekapcsolt két oldal tehetetlenségi nyomatéka (I_1 , I_2), a hajtó és hajtott oldal ω_1 és ω_2 szögsebessége (vagy fordulatszáma), a kapcsolódó mechanizmussal létesített összeszorító erő és a hűtés.



206. ábra. Súrlódásos tengelykapcsolók valós kapcsolási folyamata

Az indítás folyamata és a végső ω szögsebességre való ráállás a 206. ábrán figyelhető meg. Ha a tengelykapcsoló forgó hajtóoldala I_1 tehetetlenségi nyomatékkal és ω_1 szögsebességgel rendelkező részének nyomatékát szeretnénk átadni a hajtott I_2 tehetetlenségi nyomatékú és ω_2 szögsebességű (vagy álló) résznek, könnyen belátható, hogy a súrlódó kapcsoló nem képes azonnal a hajtott oldalról várt $\omega = \omega_n$ (amely akár kisebb is lehet, mint a hajtórész szögsebessége) fordulatszámot biztosítani. A fordulatszám-különbség kiegyenlítéséig eltelt időt t_2 indítási időnek nevezzük. Ha a 206. ábrát tekintjük, a t_1 időszakasz a felgyorsulás és a t_2 időszakasz az üzemi állapot ($\omega_2 = \omega_1$) létrejöttének időtartama. A 207. ábra esetében a hajtó energiaforrás sokkal nagyobb, mint a hajtott oldali energiaigény, ezért a $t_2 - t_1$ időszakasz nulla.

Ha elhanyagoljuk a hajtótengelyen fellépő szögsebesség-csökkenést, és a hajtott tengely fordulatszámát (szögsebességét) nullának tekintjük, akkor a szögsebesség változása a kapcsolási folyamat alatt a 206. ábra szerint módosul.



207. ábra. Súrlódásos tengelykapcsolók egyszerűsített kapcsolási folyamata

A tengelykapcsoló hajtó oldalán a befektetett munka:

$$W_1 = P_k t_1 = M_k \omega_1 t_1 = \omega M_k t, \quad (17.53)$$

ahol P_k a kapcsoló teljesítménye és:

$$M_k = M_1 + M_d, \quad (17.54)$$

ahol M_d a gyorsításhoz szükséges nyomaték:

$$M_d = I\varepsilon = \frac{I\omega}{t_1}, \quad (17.55)$$

és M_1 a hajtott oldal terhelési nyomatéka:

$$M_1 = \frac{P_1}{\omega} = \frac{30P_1}{\pi n} \quad (17.56)$$

A hajtott oldalon kifejtett hasznos munka:

$$W_2 = \frac{1}{2} M_k \omega t_1 \quad (17.57)$$

A gyorsítás alatt fellépő veszteség a (17.58) képlettel számítható:

$$W_v = W_1 - W_2 = \frac{1}{2} M_k \omega t_1 = \frac{1}{2} M_k 2\pi n t_1 = M_k \pi n t_1, \quad (17.58)$$

ahol a használt mértékegységek a következők: $M_k [Nm]$; $n [s^{-1}]$; $t_1 [s]$

Ha a tengelykapcsoló óránkénti kapcsolásainak száma z , akkor az egy óra alatt veszített W_{vh} munka:

$$W_{vh} = 60 M_k \pi n t_1 z \quad (17.59)$$

Figyelembe véve, hogy az energiaveszteség majdnem teljesen hővé alakul át, felírható, hogy:

$$W_{vh} = Q_h = \alpha_k A_k (t_k - t_o) \quad (17.60)$$

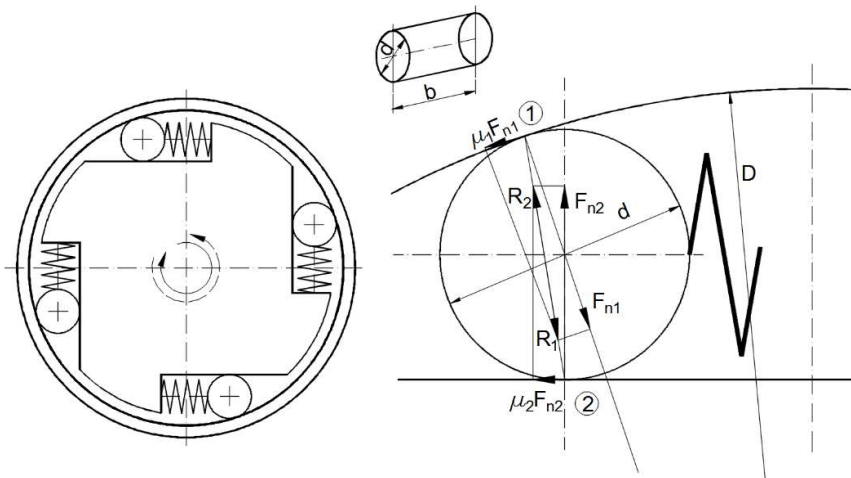
A kapcsolásokból eredő, a környezetihez képest megnövekedett működési határhőmérséklet pedig a (17.61) képlet segítségével számítható ki:

$$t_k = \frac{60 M_k \pi n t_1 z}{\alpha_k A_k} + t_o \leq t_{meg} \quad (150 \div 160)^\circ C \quad (17.61)$$

A (17.60) és (17.61) képletekben α_k a fajlagos hőátadási együttható (megköze-lítő értékeit a 12. fejezetben voltak ismertettük), A_k a hűtő felület területe és t_{meg} hőmérséklet pedig $150 \div 160^\circ C$.

17.8. Forgásirány-kapcsolású súrlódó tengelykapcsolók

A forgásirány-kapcsolású tengelykapcsoló, vagy más néven szabadonfutó, egy tengely és egy kerék vagy tárcsa agya között csak egyirányú forgást és nyomatékot ad át, másik irányban a kapcsolatot a tengely és az agy között megszünteti. A kilincsművekkel összehasonlítva ezek sokkal előnyösebbek, mivel nagy nyomatékátvitelre képesek, nagy fordulatszámon is megbízható a működésük, és kicsi a kopásuk.



207. ábra. A szabadonfutó elvi vázlata és erőjátéka

A szabadonfutók a súrlódásos önzárás elvét használják ki. A 207. ábra alapján magyarázható a működése: a belső gyűrűben kialakított hornyokban görgők helyezkednek el, melyeket rugók nyomnak a külső gyűrűhöz. Egyik irányba forgatva a szerkezet egy gördülőcsapágyhoz hasonlóan működik, ellenkező irányba a görgők beékelődnek a horony fala és a külső gyűrű közé, és a görgők és a gyűrűk között fellépő súrlódás segítségével nyomatékot visznek át. Ebben az irányban önzárás alakul ki, vagyis minél nagyobb nyomaték terheli a szabadonfutót, annál nagyobb lesz a súrlódás is.

Az ábra alapján felírható a nyomatékegyensúly a d sugarú görgő központjához képest:

$$\mu_1 F_{n1} \frac{d}{2} - \mu_2 F_{n2} \frac{d}{2} = 0 \quad (17.62)$$

Az önzárás állapotában az 1-es és 2-es érintkezési pontokban a súrlódási erők egyenlők:

$$\mu_1 F_{n1} = \mu_2 F_{n2} \quad (17.63)$$

Tekintsük a súrlódási együtthatókat is egyenlőnek:

$$\mu_1 = \mu_2 = \mu \quad (17.64)$$

A fentiekből következik, hogy

$$F_{n1} = F_{n2} = F_n \quad (17.65)$$

Továbbá felírható a súrlódásos tengelykapcsolók alapösszefüggése a terhelő és súrlódási nyomatéokra:

$$M_{cs} \leq M_s, \quad M_{cs} \leq \mu_1 F_{n1} \frac{D}{2} z, \quad M_{cs} \leq \mu F_{n2} \frac{D}{2} z \quad (17.66)$$

ahol z a görgők száma és D a görgők osztókörének az átmérője.

Innen kiszámítható az M_{cs} terhelőnyomaték átviteléhez szükséges normálerő:

$$F_n \geq \frac{2M_{cs}}{\mu z D} \quad (17.67)$$

Mivel az F_n erőnek a görgő és gyűrű anyagára jellemző σ_{Hmeg} megengedett Hertz-féle feszültség szab határt, felírható, hogy:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{L_k \rho} \frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \leq \sigma_{Hmeg}, \quad (17.68)$$

ahol a redukált görbületi sugár értéke:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{d} \quad (17.69)$$

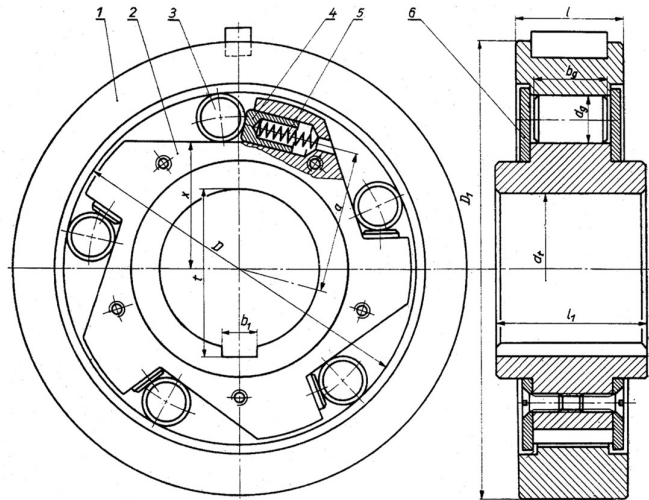
Négyzetre emelve a (17.68) összefüggést és behelyettesítve ide a (17.67) képletet, következik, hogy:

$$\frac{2M_{cs}}{\mu z D} \frac{2}{d} \frac{1}{b} \frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)} \leq \sigma_{Hmeg}^2 \quad (17.70)$$

Innen kiszámítható az a maximális terhelési nyomaték, amelyet a tengelykapcsoló át tud vinni.

$$M_{cs} \leq \frac{1}{4} \sigma_{Hmeg}^2 \pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \mu z D d b \quad (17.71)$$

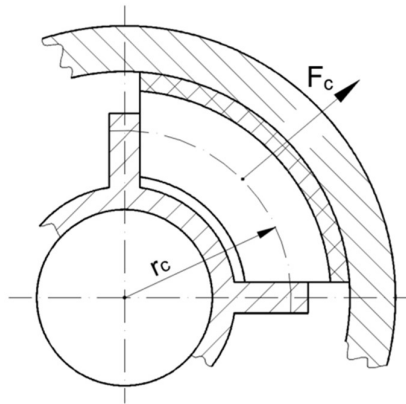
A 209. ábrán egy szabadonfutó műszaki rajza látható.



209. ábra. Szabadonfutó

17.9. Fordulatszám-kapcsolású tengelykapcsolók (indítókapcsolók)

A fordulatszám-kapcsolású (vagy centrifugális) tengelykapcsolók az indítási vagy leállítási folyamatot szabályozzák. A motor és a hajtott szerkezet között csak egy bizonyos fordulatszám elérése után alakul ki vagy szűnik meg a kapcsolat és a nyomatékátvitel. Szerkezetük és működési elvük a 210. ábrán látható.



210. ábra. Centrifugális tengelykapcsoló elvi vázlata

A dobfékekre hasonlító szerkezetbe kettő vagy több pofa úgy van beépítve, hogy azok a centrifugális erő hatására – visszahúzó rugók ellenében – elmozdulhatnak kifelé, s a dob belső felületére szorulva, nyomatékot visznek át a kimenő tengelyre.

Ez a fajta tengelykapcsoló a hajtás indításakor ideálisan viselkedik: belsőégésű motor esetében, a gázpedálra lépve meghatározott fordulatszámon kezd zárni, és simán elindítja a járművet. Azonban ezekkel nem lehet sebességet váltani, a nagy szorítóerő miatt nem is próbálkoztak ennek a gyakorlatba ültetésével. Megtalálhatók mopedek, fűnyírók, kis teljesítményű gokartok szerelésében, mivel ezek teljesítménye nem igényli a sebességváltást. A külső dobon ható normálerő az F_c centrifugális erő reakciójaként jelenik meg, így:

$$F_n = F_c = r_c \omega^2 m \quad (17.72)$$

A csúszásmentes nyomatékátvitel feltétele felírható mint:

$$M_{cs} \leq M_s = \mu F_n z R = \mu r_c \omega^2 m z R, \quad (17.73)$$

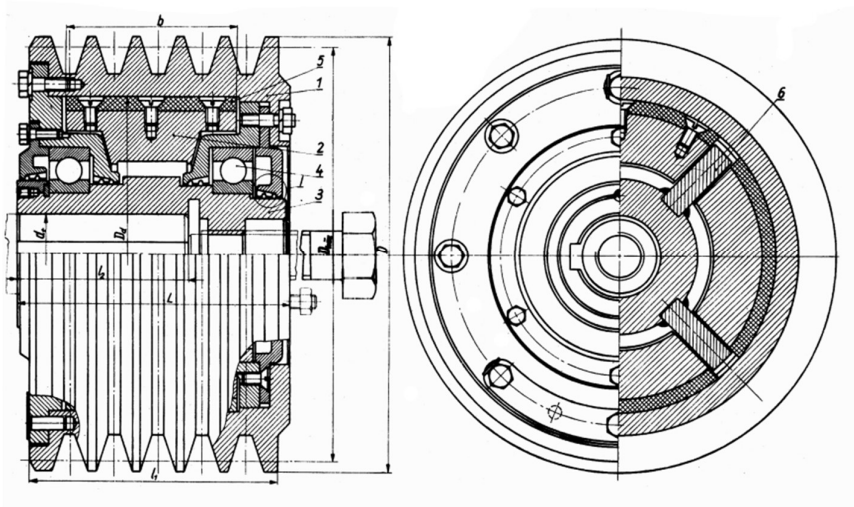
ahol M_{cs} a terhelési nyomaték, μ a súrlódási együttható és z a pofák száma.

Az M_{cs} terhelést átvivő kapcsolási szögsebesség pedig a (17.74) képlettel számítható ki:

$$\omega^* = \sqrt{\frac{M_{cs}}{\mu r_c m z R}} \quad (17.74)$$

A tengelykapcsolás folyamata során ha $\omega < \omega^*$, akkor nincs kapcsolás és nincs nyomatékátvitel, ha pedig $\omega > \omega^*$, létrejön a kapcsolás és a nyomatékátvitel.

A 211. ábrán egy centrifugális tengelykapcsoló metszete látható.



211. ábra. Centrifugális tengelykapcsoló

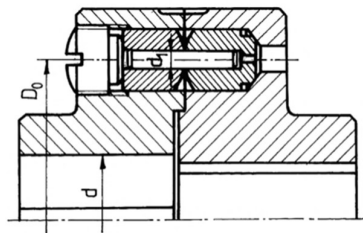
17.10. Biztonsági tengelykapcsolók

A biztonsági tengelykapcsolók feladata a tengelyek között átmenő nyomaték korlátozása, a gépek védelme a túlterheléssel szemben. Mivel a kapcsolók elsődleges

célja a nyomatékátvitel értékének a korlátozása, ezeket nyomatékhatárolóknak is nevezi a szakirodalom. Ezen típusú kapcsolók esetén beállítható vagy szabályozható a kapcsolást bontó nyomaték értéke, így a veszélyeztetett berendezések, szerkezetek védelmére használják őket.

Alakzáró biztonsági tengelykapcsolókban nyíró szegek (212. ábra) vagy rugóerővel beszorított fogak, illetve golyók viszik át a nyomatékot.

A nyírószeges biztonsági tengelykapcsoló esetében, a terhelési nyomatékhatár elérése esetén a tárcsák között az átvitelt biztosító szegek elnyíródnak, azonnal megszakítva a nyomatékátvitelt.



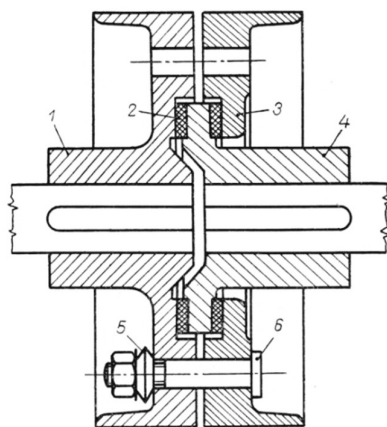
212. ábra. Nyírószeges biztonsági tengelykapcsoló

A súrlódó biztonsági tengelykapcsolókban ugyancsak rugóerő (tárcsa- vagy csavarrugó) szorítja össze a súrlódó lemezeket. Mindkét esetben a nyomaték értéke a rugóerő állításával szabályozható.

A 213. ábrán egy tárcsarugós biztonsági tengelykapcsoló látható.

A tengelykapcsoló fő részei: 1. tárcsa a hajtótengely végére ékelve; 2. súrlódó betétek; 3. záró gallér; 4. persely a hajtótengelyre ékelve; 5. tárcsarugók; 6. csavar.

Ha az átvendő nyomaték nagyobb a tárcsarugók által biztosított súrlódási nyomatéknál, akkor a 4-es persely elcsúszik a súrlódó betétek között, megszakítva a nyomatékátvitelt.



213. ábra. Tárcsarugós biztonsági tengelykapcsoló [33]

18. Fogaskerék-hajtások

A *fogaskerek*ek évezredek óta használt gépelemek [30]. A fogaskerékpárt két fogaskerék alkotja, amelyek között a fogak hozzák létre a kényszerkapcsolatot.

A *fogaskerék-hajtások* feladata a forgó vagy lineáris mozgás átvitele, átalakítása, illetve ezzel egy időben a nyomatékátvitel megvalósítása. A mozgásátvitel a fogazaton keresztül alakzárással történik, miközben a kimenő fordulatszámot is módosíthatják a bemenő fordulatszámhoz képest. A kényszerkapcsolat miatt a két tengely között létrejövő áttétel minden esetben szigorúan meghatározott és kis hibákkal terhelt. Az esetek túlnyomó többségében az áttételi arány állandó, de vannak olyan alkalmazások is [22], ahol az áttételi törvény változó. Ezeket olyan helyzetekben alkalmazzák, ahol a különleges működési körülmények között az elektronikus vezérlés működésképtelen.

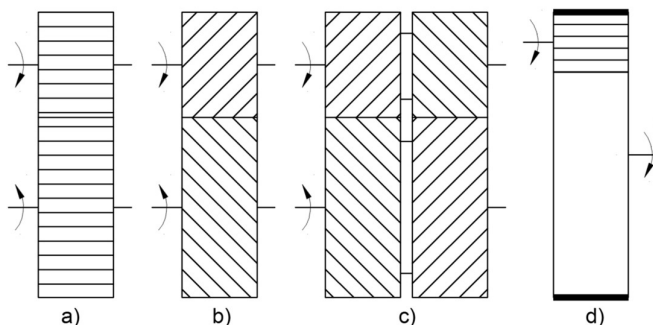
A leggyakoribb fogaskerék-alkalmazás a fogaskerék-hajtómű. Ez egy, a kinematikai és dinamikai jellemzők (forgásirány, fordulatszám vagy forgatónyomaték) megváltoztatására szolgáló szerkezet. A *fogaskerék-hajtómű* legalább egy fogaskerékpárt, tengelyeket, csapágycsoporthoz, házat, fedelet, tömítéseket, kötőelemeket és kenőanyagot tartalmaz.

A gépiparban használt fogaskerék-hajtásoknak nagyon sok változata ismeretes. Minden fogaskerékkel működő meghajtás típusának a kiválasztása a működési követelmények figyelembevétele alapján kell megtörténnie.

A fogaskerekkel működő meghajtásokat többféle tényező alapján lehet csoportosítani vagy osztályozni.

A tengelyek viszonylagos helyzete alapján léteznek:

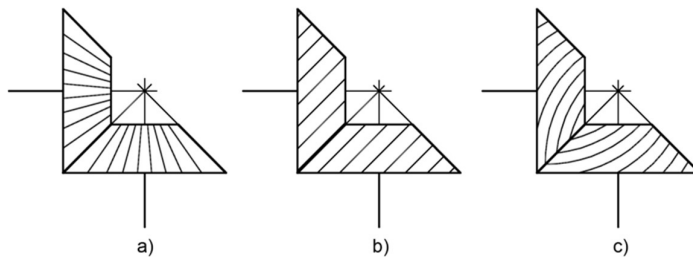
- *párhuzamos tengelyvonalú fogaskerék-hajtások* (214. ábra)



214. ábra. Párhuzamos tengelyvonalú fogaskerék-hajtások

- a) egyenes fogú hengeres kerekek,
- b) ferde fogú hengeres kerekek,
- c) nyílfogú hengeres kerekek,
- d) egyenes fogú, belső kapcsolású hengeres kerekek.

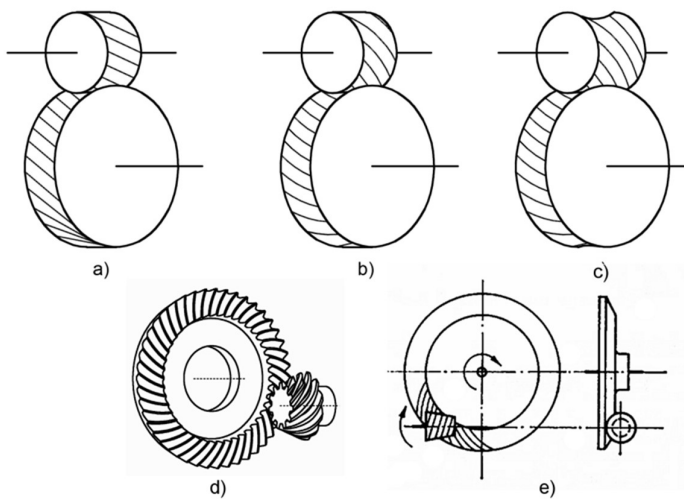
– *metsző tengelyvonalú fogaskerék-hajtások (215. ábra)*



215. ábra. Metsző tengelyvonalú fogaskerék-hajtások

- a) egyenes fogú kúpkerekek,
- b) ferde fogú kúpkerekek,
- c) ívelt fogú kúpkerekek.

– *kitérő tengelyvonalú fogaskerék-hajtások (216. ábra)*



216. ábra. Kitérő tengelyvonalú fogaskerék-hajtások

- a) csavarkerék-hajtás
- b) hengeres csigahajtás
- c) globoidcsiga hajtás
- d) hipoid kúpkerek-hajtás
- e) spiroid csigahajtás

A fogoldalak érintkezése elméletileg vonalszerű vagy pontszerű lehet. A gyakorlatban a vonalszerű hajtás nem létezhet, mert a gyártási és a szerelési hibák ebben az esetben a vonalak rossz tájolásához vezetnének, és ez a hajtás igen gyors tönkremenetelét okozná. Erre az a megoldás, hogy az elméleti szempontból vonalszerű érintkezést a gyakorlatban pontszerűvé hordósítják.

A gyártási pontosságot 12 pontossági osztályba sorolják. Ezeket a román STAS 6273-81 szabvány, illetve az ISO 1328 nemzetközi szabvány előírásai szerint, a pontosság csökkenésének sorrendjében az 1, ... ,12 számokkal jelölik meg.

A fogaskerekék tűréseit az alábbi szabványok tartalmazzák:

- Hengeres fogaskerekre – SR ISO 1328-1:2012, 1328-2:2012;
- Kúpos és hypoid fogaskerekre: – STAS 6460-81, ISO 23509:2016;
- Csigahajtásokra: – STAS 6461-81, ISO/TR 10828:2015.

A pontossági fokozat függvényében a fogaskerekék a következő kerületi sebességekkel működhetnek:

$V = 1 \div 3 \text{ m/s} \rightarrow 12 \div 10$ pontossági fokozatnál;

$V = 3 \div 6 \text{ m/s} \rightarrow 10 \div 8$ pontossági fokozatnál;

$V = 6 \div 20 \text{ m/s} \rightarrow 8 \div 5$ pontossági fokozatnál;

$V = 20 \div 40 \text{ m/s} \rightarrow 5$ pontossági fokozatnál;

$V \leq 70 \text{ m/s} \rightarrow 6 \div 5$ pontossági fokozatnál turbinahajtóművekben.

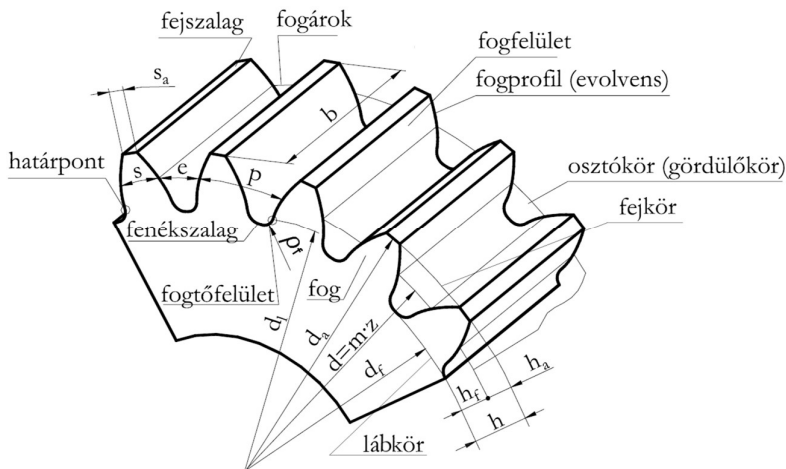
18.1. Hengeres fogaskerékhajtások

18.1.1. Hengeres fogaskerek geometriája, kinematikája, alapfogalmak

A 217. ábra egy egyenes fogazatú hengeres kerék geometriai elemeit és azok megnevezését szemlélteti.

A továbbiakban a következő jelöléseket használjuk:

d – osztókörátmérő, e – osztókori fogárokszélesség, b – fogszélesség, h – teljes fogmagasság, d_a – fejkörátmérő, s_a – fogfejvastagság, p – osztókori osztás, h_a – fogfejmagasság, d_f – lábkörátmérő, s – osztókori fogvastagság, m – modul, h_f – foglábmagasság, z – fogszám, ρ_f – fogtő-lekerékítési sugár, α_w – kapcsolószög



217. ábra. Párhuzamos tengelyvonálú fogaskerékhajtások [18]

Az osztókörátmérő:

$$d = z \frac{p}{\pi} \quad (18.1)$$

A fogaskerek méreteinek számítására (a 19.-ik században a π -vel való osztás időigényes művelet volt!) Willis bevezette a modul fogalmát, melyet az osztókori osztás és a π hányadosaként definiált. A modul méreteit természetesen szabványosították.

Így az osztókörátmérő képlete a következőképpen egyszerűsödik:

$$d = mz \quad (18.2)$$

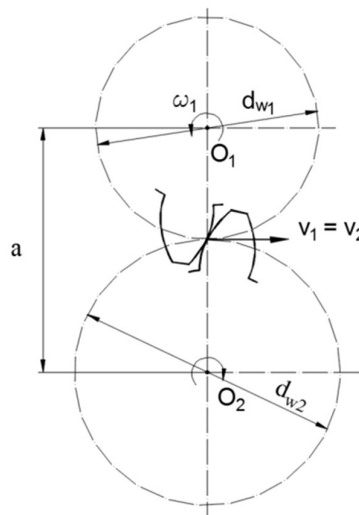
Az osztókör kerületén, az osztóköri íven mért osztást a modul szerint így kapjuk meg:

$$p = \frac{d\pi}{z} = \frac{mz\pi}{z} = m\pi \quad (18.3)$$

A tengelytáv a gördülőkörök átmérői összegének fele. Elemi fogazás esetében az osztókörök a gördülőkörök, így a korrigálatlan tengelytáv a következő lesz:

$$a = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{mz\pi}{z} = m\pi$$

A fogaskerékpár tagjai közötti kapcsolatot a fogak, az állandó áttételt pedig a megfelelően kialakított fogprofilok biztosítják. Napjainkban a geometriai tulajdonságai alapján egyszerűen származtatható és gyártható körevolvenst alkalmaznak leginkább.



218. ábra. A gördülőkörök érintkezési pontjában ébredő kerületi sebesség-vektorok

A centroidák csúszásmentes gördülésének feltétele a gördülőkörök érintkezési pontjában – a főpontban – a kerületi sebesség-vektorok kongruenciája, azaz $\mathbf{v}_1 = \mathbf{v}_2$ (218. ábra).

Az ábra alapján észre lehet venni, hogy:

$$V_1 = \frac{d_{w1}}{2} \omega_1 = \frac{d_{w1}}{2} 2\pi n_1 = V_2 = \frac{d_{w2}}{2} \omega_2 = \frac{d_{w2}}{2} 2\pi n_2 \quad (18.4)$$

Innen következik, hogy a fogaskerékajtások esetében az áttétel felírható a hajtó és a hajtott tengely szögsebességeinek vagy a fordulatszámainak hányadosaként is:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{z_2}{z_1} \quad (18.5)$$

Így:

$i > 1$ lassító áttétel esetén és

$i < 1$ gyorsító áttétel esetén.

A szakirodalomban az u fogszámviszony fogalmát is használják:

$$u = \frac{z_2}{z_1}, \quad (18.6)$$

ahol az 1-es index a kisebb fogszámú kerékre (kiskerék), a 2-es index a nagyobb fogszámú kerékre vonatkozik.

A fogszámviszony nem tesz különbséget a hajtó és a hajtott kerék között. Lassító áttételnél $i = u$, gyorsító áttételnél viszont $i = 1/u$. A fogszámviszony minimális értéke ennél fogva 1-nél kisebb is lehet.

A körevolvens geometriai jellemzői és a fogaskerek ebből eredő geometriai méretei nem képezik a jelen gépelemek szakkönyv tárgyát. Itt a fogaskerek teherbírásával és a terhelések alapján elvégzendő méretezéssel foglalkozunk. A geometriai összefüggéseket, az olvasó szíves tájékoztatásául, a szakirodalomból [1] válogattuk össze és a 10. táblázatban összegezzük.

10. táblázat. [1] Egyenes fogú hengeres fogaskerek geometriai méretei

Kiskerék fogszáma, z_1	Nagykerék fogszáma, z_2		Modul, m , [mm]
Alapprofilszög, α [°]	fejmagasság-tényező, h_a^*		lábhézag-tényező,
Elnevezés	elemi fogazat	kompenzált fogazat	általános fogazat
Osztókörátmérő [mm]	$d_1 = z_1 m$		$d_2 = z_2 m$
Tengelytáv [mm]	$a_w = a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{z_1 + z_2}{2} m$		$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} \neq a$
Kapcsolószög [°]	$\alpha_{wt} = \alpha$		$\alpha_{wt} = \arccos\left(\frac{a}{a_w} \cos \alpha\right)$
Tengelytáv-tényező	$y = \frac{a_w - a}{m} = 0$		$y = \frac{a_w - a}{m} \neq 0$
Profileltolás-tényezők összege	$\Sigma x = x_1 + x_2 = 0$		$\Sigma x = \frac{z_1 + z_2}{2} \frac{\operatorname{inv} \alpha_{wt} - \operatorname{inv} \alpha}{\tan \alpha}$
Profileltolás-tényező	$x_1 = x_2 = 0$	$x_1 = -x_2$	$x_1, x_2 = \Sigma x - x_1$
Gördülőkör-átmérő [mm]	$d_{w1} = d_1 = z_1 m$		$d_{w1} = d_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{wt}}$
	$d_{w2} = d_2 = z_2 m$		$d_{w2} = d_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{wt}}$
Működő fogmagasság [mm]	$h_w = (2h_a^* - \Sigma x + y)m$		
Lábhézag [mm]	$c = c^* m$		
Fogmagasság [mm]	$h = h_w + c^* m$		
Lábkörátmérő [mm]	$d_{f1} = m[z_1 + 2(x_1 - h_a^* - c^*)]$, $d_{f2} = m[z_2 + 2(x_2 - h_a^* - c^*)]$		
Fejkörátmérő [mm]	$d_{a1} = d_{f1} + 2h$, $d_{a2} = d_{f2} + 2h$		
Alapkörátmérő [mm]	$d_{b1} = d_1 \cos \alpha$, $d_{b2} = d_2 \cos \alpha$		
Osztóköri osztás [mm]	$p = m\pi$		
Gördülőköri osztás [mm]	$p_w = p = m\pi$		$p_w = m\pi \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{wt}}$

18.1.2. Egyenes fogú hengeres kerekkel működő hajtóművek méretezése

A fogaskerek kialakításához, méreteik meghatározásához, anyaguk megválasztásához fontos ismerni, hogy a működés során ezek milyen módon hibásodhatnak meg, és hogy mi a meghibásodások oka. A gyakorlat bizonyította, hogy a hiba

a legtöbb esetben okozati összefüggésként, a tervezési hipotézisek, anyagjellemzők, gyártási, szerelési, kenési és üzemeltetési paraméterek következményeként jelentkeznek.

A fogaskerek károsodásának legjellemzőbb formái a következők:

- *Kopás*: a fogfelületeken létrejövő anyagveszteség súrlódás vagy képlékeny alakváltozás következtében.
- *Korrózió*: a fémes felületek és a vele érintkező rétegben megjelenő vegyületek között lejátszódó kémiai és elektrokémiai reakciók miatti károsodás.
- *Erózió*: a kenőanyag abrazív szennyezői által okozott felületi anyagveszteség a kenőanyag nagy sebességű áramlása során.
- *Fogfelület kifáradása, gödrösödés vagy lepattogzás formájában*. A kifáradási szilárdság túllépése miatt bekövetkező felületi károsodás vagy anyagleválás.
- *Képlékeny deformáció*: túlterhelés hatására létrejövő, maradó alakváltozás.
- *Repedés*: edzési repedés, anyaghiba miatti repedés, kifáradásos repedés, köszörülési repedés.
- *Fogtörés*: rendszerint túlterhelés következtében a fogak teljesen vagy részlegesen letörnek.

A megnevezett károsodások közül a fogtörést és a fogfelület-károsodást vizsgáljuk meg részletesen, mivel ezek alapján végzik el a fogaskerek méretezését és ellenőrzését.

A *fogtörés* a fogra ható terhelés miatt jöhet létre, aminek hatására a fog a kritikus keresztmetszetében kialakuló igénybevételt már nem képes elviselni. Ez bekövetkezhet hirtelen, nagy vagy ismétlődő terhelés hatására. A fogtörés általában kétféle formában fordul elő: a fogtörő környezetében a fog teljes hosszában letörik, vagy a fog egyik vége törik le.

A *fogfelületi károsodás* leggyakoribb megjelenési formái a kopás és a gödrösödés (pitting) [28].

A fogfelületek kopása a nem tökéletes (csúszással kiegészített) gördülés koptató hatásaként jön létre. A kopás a hajtás bejáratási fázisában jelentkezik először (itt akár kedvezőnek is tekinthető [28]). Ezután a normál kopás, majd a progresszív kopás következik, amit a legsúlyosabb kopásforma, a berágódás követ.

A melegedés hatására az érdességcsúcsok összehegednek, majd a csúszva gördülés hatására elnyíródnak. Ennek eredményeképpen mikroszagatásos felület alakul ki [1].

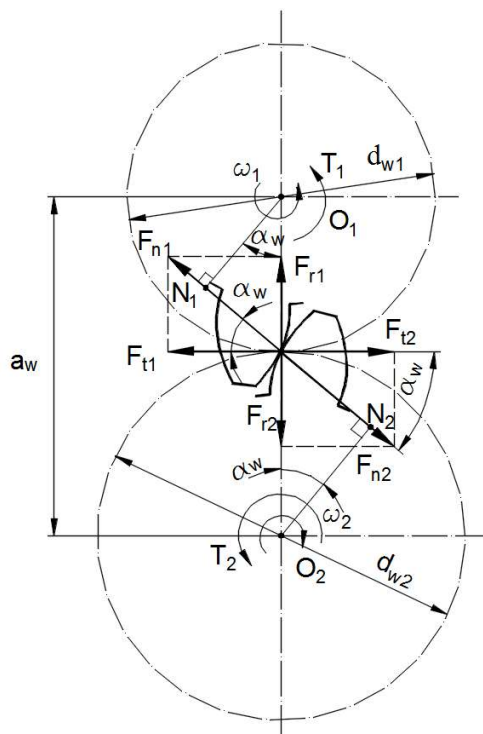
A gödrösödés a fogfelületeket érő ismétlődő nyomó és nyíró igénybevétel hatására alakul ki. A felületek egymáson csúsznak is, ez pedig nyíró igénybevételt okoz,

ami egy bizonyos ciklusszám után hajszálrepedéseket eredményez, majd a maximális felületi feszültség helyén repedés indul meg, aminek eredménye anyagdarabok leválása, a fogfelület kigödrösödése [9].

A felületi kifáradás oka elsősorban a helytelen méretezés, a nem megfelelő felületi keménység és a helytelen kenés.

18.1.2.1. Egyenes fogú hajtóművekben fellépő erők

A 219. ábra a hengeres fogaskerekkel épített hajtóművekben megjelenő erőket ábrázolja.



219. ábra. Egyenes fogazatú hengeres fogaskerékhajtásnál jelentkező erők

Az F_{t1} és F_{t2} *tangenciális erők* a csavarónyomatékokból számíthatók:

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{w1}} \quad (18.7)$$

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{w2}} \quad (18.8)$$

Az F_{r1} és F_{r2} *radiális erők* a kapcsolószög és tangenciális erők függvényében:

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_w \quad (18.9)$$

$$F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_w \quad (18.10)$$

Az F_{n1} és F_{n2} normálerők pedig a (18.11) és (18.12) képletekkel számíthatók:

$$F_{n1} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha_w} \quad (18.11)$$

$$F_{n2} = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha_w} \quad (18.12)$$

Az α_w kapcsolószög az ismert (18.13)-as képlet segítségével számítható ki [4]:

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha + 2 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \operatorname{tg} \alpha, \quad (18.13)$$

ahol α a szabványosított profilszög. Európában a legtöbb esetben $\alpha = 20^\circ$, viszont Nagy-Britanniában és az Egyesült Államokban gyakran alkalmazzák a $14^\circ 30'$, 15° , $17^\circ 30'$ értékeket is.

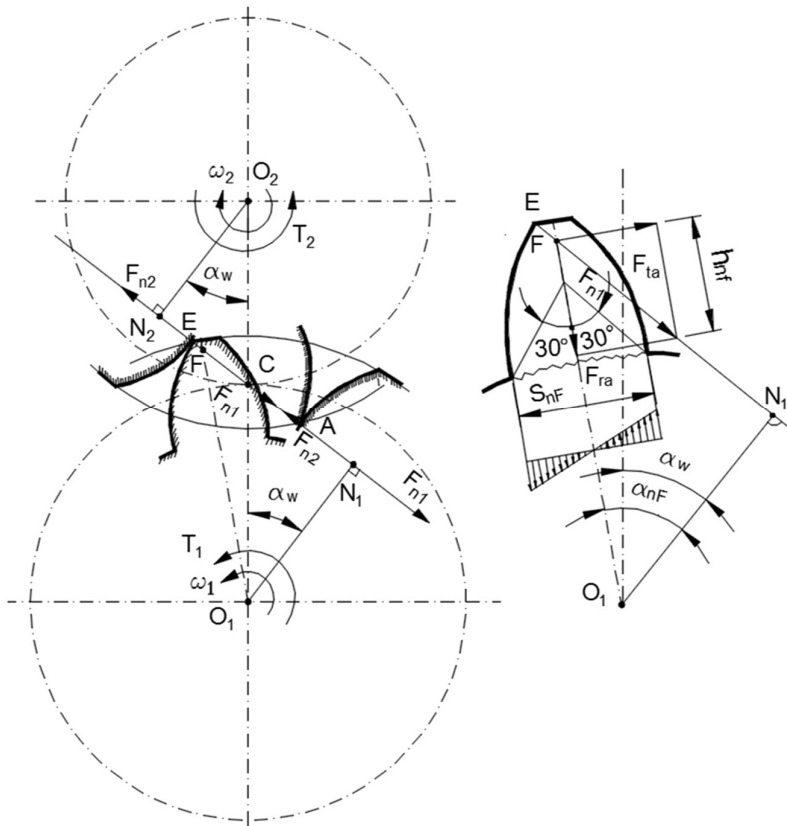
Ha profileltolás nélkül készül a fogazat (de csak kivételes esetekben), vagyis $x_1 = 0$, $x_2 = 0$, vagy kompenzált profileltolás esetén, amikor $x_1 = -x_2$, akkor $\alpha = \alpha_w$.

Mivel a fogak kapcsolódási hatásfoka igen közel áll az egységhez, $\eta = 0,98 \div 0,995$, elfogadhatjuk, hogy $F_{t1} \approx F_{t2}$, $F_{r1} \approx F_{r2}$, $F_{n1} \approx F_{n2}$.

18.1.2.2. A fogaskerék méretezése fogtőhajlítási teherbírásra

A fogak kapcsolódása folytán a fogtőben feszültségek keletkeznek, amelyek, ha átlélik a megengedett határt, a fogak kitöréséhez vezetnek. Ezért a fogtő-vastagságot a terhelés függvényében úgy kell meghatározni, hogy a meghatározott működési idő alatt a törést el lehessen kerülni.

A fogtőhajlításra igénybe vett egyenes fogú hengeres hajtópár terhelése a 220. ábrán látható. Megfigyelhető, hogy a hajtókerék fogára akkor hat a maximális hajlítónyomaték, amikor az érintkezés az E fejköri pontba kerül.



220. ábra. Fogtőhajlításra igénybe vett fogaskerékpár

A fogban keletkező igénybevételek meghatározására az F_{n1} normálerőt a hatásvonal mentén elmozgatjuk az F pontba, amely a teljes fogalak szimmetria-tengelyén illeszkedik (nagyított részlet a 220. ábrán).

Az egy fogra ható F_{n1} erőt két F_{ta} (tangenciális) és F_{ra} (radiális) összetevőre bontjuk. Az ábrán látható erők alapján megállapítható, hogy a fog tövében levő veszélyes keresztmetszetben a következő igénybevételek jelennek meg: hajlítás, nyomás és nyírás [2].

Az eredő feszültségek maximális értéket érhetnek el a kritikus keresztmetszetekben, melynek eredménye a megengedhető anyagjellemző-feszültség túllépése, ami végül töréshez vezet.

A számítási modellek általában (pl. DIN 3990) a tiszta hajlítást veszik alapul, és a fogat csak erre méretezik.

A 220. ábra alapján az egy fogra eső hajlítóerő:

$$F_{ta} = F_{n1} \cos \alpha_{nF} \quad (18.14)$$

A fogat terhelő összenyomó erő:

$$F_{ra} = F_{n1} \sin \alpha_{nF} \quad (18.15)$$

A szabványok (ISO, DIN) szerint a fentebb definiált kritikus keresztmetszetre az összenyomó erő okozta nyomási feszültséget nem vesszük figyelembe.

A maximális hajlítófeszültség a fog tövében jelenik meg, amelynek névleges értéke a 220. ábra alapján a következő [4]:

$$\sigma_b = \frac{F_{ta} h_{nF}}{\frac{S_{nF}^2 b}{6}} = 6 \frac{F_{n1} h_{nF} \cos \alpha_{nF}}{S_{nF}^2 b} = 6 \frac{F_{t1}}{bm} \frac{\frac{h_{nF}}{m} \cos \alpha_{nF}}{\left(\frac{S_{nF}}{m}\right)^2 \cos \alpha_w} \quad (18.16)$$

$$\sigma_b = \frac{F_{t1}}{bm} Y_{Fa} , \quad (18.17)$$

ahol Y_{Fa} a fogalak tényező, amely a szabványosított fogméretarányoktól függő szám, táblázatokból vagy a (18.18) képlettel számítható:

$$Y_{Fa} = 6 \frac{\frac{h_{nF}}{m}}{\left(\frac{s_{nF}}{m}\right)^2} \frac{\cos \alpha_{nF}}{\cos \alpha_w} \quad (18.18)$$

A tényleges feszültség értéke sok tényezőtől függ. Ezek közül megemlíthetők például a működésből vagy a gyártási pontatlanságból eredő befolyások. Ezen kettő mellett még jelentős számú tényező befolyásolhatja a valós feszültség értékét, amelyek hatását helyesbítő tényezők formájában állapították meg, hosszú kísérletek eredményeként.

Így a névleges hajlítófeszültséget helyesbíteni kell a következő tényezőkkel:

- Y_{Sa} – koncentrációs tényező és
- Y_ε – kapcsolószám tényező.

A fogban ébredő tényleges feszültség a működési körülményektől és a megmunkálásból eredő hibáktól is függ. Ezek befolyását a feszültség kialakulására szintén kísérlet útján megállapított tényezők alkalmazásával lehet figyelembe venni. A végleges feszültség képlete így alakul:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_{t1}}{bm} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon \quad (18.19)$$

A tényleges feszültség a fogban függ a működési körülményektől és a megmunkálásból eredő hibáktól. Ezek befolyását a feszültség kialakulására szintén kísérleti tényezőkkel lehet figyelembe venni. A végleges feszültség képlete így alakul:

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP} \quad (18.20)$$

Behelyettesítve ebbe a (18.19) képletet, a névleges hajlítófeszültség képlete a következő alakot ölti:

$$\sigma_F = \frac{F_{t1}}{bm} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP}, \quad (18.21)$$

ahol σ_{FP} a fogtőben megengedhető feszültség, amelyet ugyancsak sok kísérlet alapján megállapított tényező figyelembevételével lehet kiszámítani. Ennek képlete a következő:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{Fmin}} Y_{SrelT} Y_{RrelT} Y_x \quad (18.22)$$

A (18.21) és (18.22) képletekben szereplő együtthatók szakirodalmi táblázatokban, grafikonokról vagy számítások segítségével állapíthatók meg [4]. Ezen együtthatók neve és irányadó számításai a következők:

F_{t1} – tangenciális erő,

b – fog szélessége,

m – modulus,

Y_{Fa} – fogalaktényező,

Y_{sa} – feszültség koncentrátor jellemző tényező,

$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_\alpha}$ – kapcsolószám-tényező,

ε_α – kapcsolószám,

K_A – üzemtényező,

K_V – dinamikus tényező,

$K_{F\beta}$ – fogszélességmenti terheléeloszlás tényezője,

$K_{F\alpha}$ – homlokmenti terheléeloszlás tényezője,

σ_{Flim} – névleges hajlítófeszültség kifáradási határa, amelyet a próbafogaskereken fárasztóvizsgálattal állapítanak meg,

$Y_{ST} = 2,0$ – fogtőfeszültség koncentrációs tényezője a kísérleti kerekeknél,

Y_{NT} – élettartam-tényező,

$S_{Fmin} = 1,6 \dots 1,7$ – biztonsági tényező (általában $S_{Fmin} = 2,0$),

Y_{SrelT} – relatív feszültségcsúcs-tényező. Egyszerűsített számításokban $Y_{SrelT} \approx 1$,

Y_{RrelT} – relatív érdességi tényező. Egyszerűsített számításokban $Y_{RrelT} \approx 1$,

Y_x – mérettényező hajlításra $Y_x \leq 1$.

A fogaskerek modulját a hajlítási igénybevétel alapján úgy számítjuk ki, hogy a valós ébredő hajlítófeszültség-értéket a megengedett hajlítófeszültség-érték alá kényszerítjük, azaz kikötjük, hogy $\sigma_F < \sigma_{FP}$.

Behelyettesítve a (18.7) képletet a (18.21) összefüggésbe, felírható, hogy:

$$\frac{2T_1}{bmd_{w1}} Y_{Fa} Y_{sa} Y_\varepsilon K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP} \quad (18.23)$$

Figyelembe véve, hogy

$$d_{w1} = d_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = m z_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \quad (18.24)$$

A (18.25) képlettel kifejezzük a modult, az egyenes fogú hengeres kerek fogtőhajlító feszültség korlátfeltételéből:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2T_1 Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\varepsilon} \cos \alpha_w K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}}{\frac{b}{m} z_1 \cos \alpha \sigma_{FP}}} \quad (18.25)$$

A gyök alatt található b/m hányadoshoz nem szükséges ismerni a modulust. Ez a hányados, a fogaskerék-hajtás-alkalmazás függvényében, a szakirodalomból választható. Megjegyezzük, hogy ez egy dimenziómentes érték.

Tekintettel arra, hogy a (18.25) képletben található együtthatók zöme csak a fogaskerék végső méreteinek a megállapítása után választható vagy számítható ki, a fogaskerek méretezése során nélkülözhetetlen az előtervezés. Ennek során megközelítő értékeket adunk az együtthatóknak, illetve úgy tekintjük, hogy a tervezendő hajtás fogaskerekei nem rendelkeznek profileltolással. Továbbá, előtervezés során, a következő értékeket alkalmazzuk: $x_1 = 0$, $x_2 = 0$, $\alpha_w = 20^\circ$, $K_A = 1$, $K_V = 1,2$, $K_{F\beta} = 1,25$, $K_{F\alpha} = 1$, $\varepsilon_\alpha = 1$, $Y_\varepsilon = 1$.

Ezzel a modul előméretezési képlete, a (18.25) képlet sajátosításaként, a következő alakot ölti:

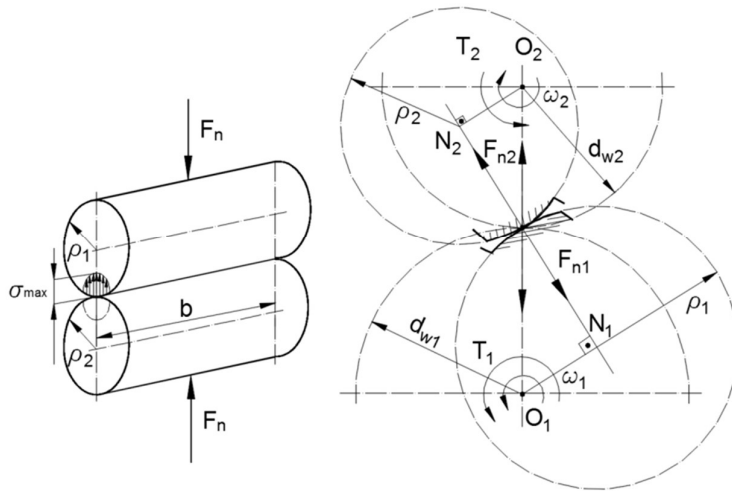
$$m \geq \sqrt[3]{3 \frac{T_1 Y_{Fa} Y_{Sa}}{\frac{b}{m} z_1 \sigma_{FP}}} \quad (18.26)$$

Az előtervezés után, a szabványos sorozatból kiválasztott modullal profileltolást számolunk és újraszámítjuk és pontosítjuk az együtthatókat, leellenőrizve a (18.23) feltételt.

Megjegyzés: a (18.26) képlettel számolt modul kiválasztásánál, a $\geq$ jel ellenére, kisebb szabványos értéket is választhatunk („lefele kerekítünk”, ha nem nagy a különbség) a hajtás méreteinek a minimalizálására. Csupán azt kell figyelembe vennünk, hogy az előtervezés után újraszámolt értékekkel a (18.23) összefüggés teljesüljön [2].

18.1.2.3. A fogaskerék méretezése fogfelületi teherbírásra

A fogfelületi teherbírásra történő méretezés alapja a Hertz-féle feszültség, amely két hengeres test összenyomásakor az érintkezési nyomsáv mentén keletkezik (221. ábra).



221. ábra. Fogfelületi igénybevétellel terhelt fogaskerékpár

A Hertz-féle feszültség, amely két hengeres test összenyomódásából, az érintkezési nyomsáv mentén keletkezik, a szilárdságtani feltételek alapján a következő:

$$\sigma_{Hmax} = \sqrt{\frac{F_n}{b\rho} \frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (18.27)$$

A ρ redukált görbületi sugár, a ρ_1 és ρ_2 görbületi sugarak függvényében a következő:

$$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \quad (18.28)$$

ν_1 , ν_2 -vel jelöltük az érintkező hengerek anyagára jellemző Poisson-féle számokat.

Ismerve, hogy a körevolvensek görbületi sugarainak középpontjai az N_1 és N_2 pontokban vannak, a 221. ábra alapján felírhatók a hajtó és hajtott kerék evolvens fogprofiljainak a ρ_1 és ρ_2 görbületi sugarai:

$$\rho_1 = \frac{d_{w1}}{2} \sin \alpha_w \quad (18.29)$$

$$\rho_2 = \frac{d_{w2}}{2} \sin \alpha_w \quad (18.30)$$

A redukált görbületi sugár pedig a (18.31) képlettel számítható:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{\frac{d_{w1}}{2} \sin \alpha_w} + \frac{1}{\frac{d_{w2}}{2} \sin \alpha_w} = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \left(1 + \frac{1}{\frac{d_{w2}}{d_{w1}}} \right) \quad (18.31)$$

Figyelembe véve a (18.24) képletet és felírva hasonló módon a hajtott kerékre is, a (18.32) összefüggést kapjuk:

$$\frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{d_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}}{d_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{m z_2}{m z_1} = \frac{z_2}{z_1} = u_{12} \quad (18.32)$$

Behelyettesítve a (18.32) képletet a (18.31) képletbe, végül az

$$\frac{1}{\rho} = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \frac{u_{12} + 1}{u_{12}} \quad (18.33)$$

eredményt kapjuk.

Figyelembe véve, hogy

$$F_{n1} = F_n \quad (18.34)$$

a fogoldalakon megjelenő Hertz-féle feszültség a (18.35) képlettel számítható:

$$\sigma_{HC} = \sqrt{\frac{2T_1}{d_{w1} \cos \alpha_w} \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \frac{u_{12} + 1}{u_{12}} \frac{1}{b} \frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (18.35)$$

Egyszerűbb formában:

$$\sigma_{HC} = \sqrt{\frac{2T_1}{bd_{w1}^2 \cos \alpha_w \sin \alpha_w} \frac{u_{12} + 1}{u_{12}} \frac{2}{\pi \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right)}} \quad (18.36)$$

Figyelembe véve a (18.24) képletet, és behelyettesítve a (18.36) összefüggésbe:

$$\sigma_{HC} = \sqrt{\frac{2T_1}{b \left(d_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \right)^2 \cos \alpha_w \sin \alpha_w} \frac{u_{12} + 1}{u_{12}} \frac{2}{\pi \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right)}} \quad (18.37)$$

Elvégezve az egyszerűsítéseket, a Hertz-féle feszültség a (18.38) formában is felírható:

$$\sigma_{HC} = \sqrt{\frac{2T_1}{bd_1^2} \frac{u_{12} + 1}{u_{12}}} \sqrt{\frac{2}{\tan \alpha_w \cos^2 \alpha}} \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right)}} \quad (18.38)$$

Bevezetve a Z_h és Z_E jelöléseket, a (18.38) képlet a következőképpen írható fel:

$$\sigma_{HC} = \sqrt{\frac{2T_1}{bd_1^2} \frac{u_{12} + 1}{u_{12}}} Z_H Z_E \quad (18.39)$$

Mivel a kapcsolószám egyenesen befolyásolja az érintkezésben lévő fogakon megjelenő Hertz-féle feszültséget, a névleges σ_{H0} Hertz-féle feszültség, figyelembe véve a kapcsolószám hatását, a következő formában írható fel [28]:

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1}{bd_1^2} \frac{u_{12} + 1}{u_{12}}} \quad (18.40)$$

A tényleges fogfelületi feszültség függ a működési körülményektől és a fogaskerékajtás pontosságától is, így a valós σ_H feszültség értéke a (18.41) képlettel számítható:

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1}{bd_1^2} \frac{u_{12} + 1}{u_{12}}} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP} \quad (18.41)$$

A (18.41) képletben használt tényezők a következők:

Z_H – gördülőkör tényező (ha $\alpha = \alpha_w = 20^\circ$, $Z_H = 2,5$):

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\operatorname{tg} \alpha_w \cos^2 \alpha}}; \quad (18.42)$$

Z_E – rugalmassági tényező:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}; \quad (18.43)$$

Z_ε – kapcsolószám tényező:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}; \quad (18.44)$$

$K_{H\beta}$ – fogszélesség menti tehereloszlás tényezője,

$K_{H\alpha}$ – homlok menti tehereloszlás tényezője.

A σ_{HP} megengedett fogfelületi nyomás, ismét több tényező által befolyásolt határfeszültség-értéket a következő összefüggéssel számítunk ki:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT}}{S_{Hmin}} Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X, \quad (18.45)$$

ahol:

σ_{Hlim} – Hertz feszültség kifáradási határa;

Z_{NT} – élettartam tényező;

Z_L – kenőanyag tényező ($Z_L \approx 1$);

Z_R – érdesség tényező ($Z_R \approx 1$);

Z_V – sebesség tényező ($Z_V \approx 1$);

Z_W – anyagpárosítási tényező ($Z_W \approx 1$);

Z_x – méret tényező; ($Z_x \approx 1$);

$S_{Hmin} = 1 \div 1,3$ – biztonsági tényező.

A fenti tényezők számíttással vagy a szakirodalomban [28] található táblázatok és grafikonok segítségével választhatók ki.

Behelyettesítve a d_1 átmérőjű osztókör képletét a (18.41) képletbe, kapjuk, hogy:

$$Z_H Z_E Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1}{b(mz_1)^2} \frac{u_{12} + 1}{u_{12}}} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP} \quad (18.46)$$

Innen pedig a modul méretezésének képlete a felületi nyomásra a következő végleges alakot ölti:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}{\frac{b}{m} z_1^2} \frac{u_{12} + 1}{u_{12}} \left(\frac{Z_H Z_E Z_\varepsilon}{\sigma_{HP}} \right)^2} \quad (18.47)$$

A fogtőhajlító feszültségre való méretezéshez hasonlóan, itt is a gyök alatt található b/m hányadoshoz nem szükséges ismerni a modulust. Tekintettel arra, hogy a (18.47) képletben található együtthatók pontosan csak a fogaskerék végső méreteinek a megállapítása után választhatók vagy számíthatók ki, ebben az esetben is előtervezésre van szükség. Ennek során az együtthatókra megközelítő értékeket írunk elő, és akár az előbbi esetben, úgy tekintjük, hogy a tervezendő hajtás fogaskerekei nem rendelkeznek profileltolással.

Az előtervezésre az együtthatók értékét a következőkre állapítjuk meg: $K_A = 1$, $K_V = 1,2$, $K_{H\beta} = 1,5$, $K_{H\alpha} = 1$, $\varepsilon_\alpha = 1$, $Z_\varepsilon = 1$.

Ezekkel pedig az előtervezéshez alkalmazott képlet a következő alakra egyszerűsödik:

$$m \geq \sqrt[3]{3,6 \frac{T_1}{\frac{b}{m} Z_1^2} \frac{u_{12} + 1}{u_{12}} \left(\frac{Z_H Z_E}{\sigma_{HP}} \right)^2} \quad (18.48)$$

Az előtervezés után, a szabvány alapján kiválasztott modullal, profileltolást számolunk, majd pedig újraszámoljuk és pontosítjuk az együtthatókat. Végül ellenőrizzük a (18.46) feltételt.

Megjegyzés: a (18.48) képlettel számolt előtervezési modul kiválasztásánál, a $\geq$ jel ellenére, kisebb szabványos értéket is választhatunk (ebben az esetben is „lefele kerekíthetünk”, ha nem nagy a különbség) a hajtás méreteinek a minimalizálására. Csupán azt kell figyelembe vennünk, hogy az előtervezés után újraszámolt értékekkel a (18.46) összefüggés teljesüljön [2].

18.1.3. Ferdefogú hengeres hajtópár méretezése

18.1.3.1. A hajtóműben fellépő erők számítása

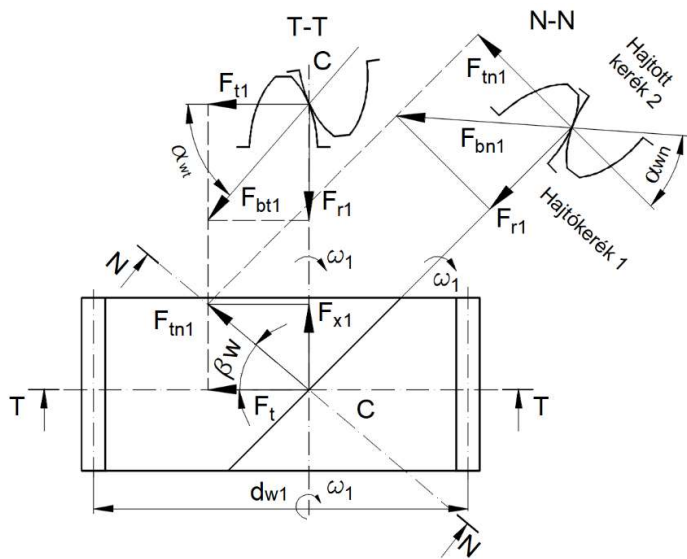
A 222. ábra a ferde fogazatú hajtásban megjelenő erőket ábrázolja. Az ábrán látható fogaskerék fogirányvonalának a dőlésszöge β_w .

A kapcsolódó fogak között ébredő erő átadása mindig a közös normális mentén történik, amely ferde fogazat esetében a fogirányvonalra merőleges, (N-N) normál-síkban található [28].

Figyelembe véve a hajtókerék forgási irányát, a hajtott kerék $\mathbf{F}_{bn1}$ normálerővel hat a hajtókerék fogára, a N-N normál síkban.

Ez a normálerő továbbá felbontható $\mathbf{F}_{tn1}$ és $\mathbf{F}_{r1}$ összetevő erőkre.

A tangenciális $\mathbf{F}_{tn1}$ normálerő továbbá felbontható a tangenciális $\mathbf{F}_{t1}$ és axiális $\mathbf{F}_{x1}$ összetevőkre.



222. ábra. Fogtőhajlításra igénybe vett fogaskerékpár

Az F_{t1} és F_{t2} tangenciális erők méretei kiszámíthatók a csavarónyomatékokból és a gördülőkör-átmérőkből:

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{w1}} \quad (18.49)$$

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{w2}} \quad (18.50)$$

A radiális erők számításához a T - T nézetben látható ábrát használjuk, így:

$$F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha_{wt} = \frac{2T_1}{d_{w1}} \tan \alpha_{wt} \quad (18.51)$$

$$F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha_{wt} = \frac{2T_2}{d_{w2}} \tan \alpha_{wt} \quad (18.52)$$

Az axiális erőket a főnézet alapján a (18.53) és (18.54) képletek segítségével számolhatjuk:

$$F_{x1} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta_w = \frac{2T_1}{d_{w1}} \operatorname{tg} \beta_w \quad (18.53)$$

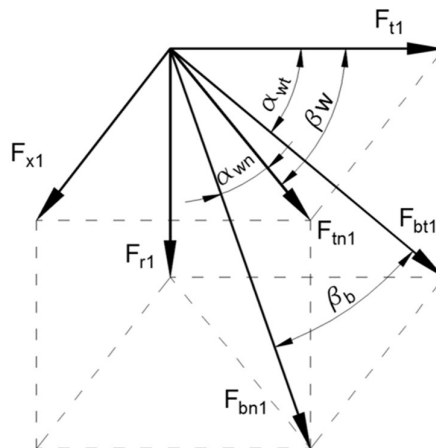
$$F_{x2} = F_{t2} \operatorname{tg} \beta_w = \frac{2T_2}{d_{w2}} \operatorname{tg} \beta_w \quad (18.54)$$

A normál erők az $N-N$ nézetben látható felbontás alapján pedig:

$$F_{bn1} = \frac{F_{tn1}}{\cos \alpha_{wn}} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha_{wn} \cos \beta_w} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{w1} \cos \alpha_{wn} \cos \beta_w} \quad (18.55)$$

$$F_{bn2} = \frac{F_{tn2}}{\cos \alpha_{wn}} = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha_{wn} \cos \beta_w} = \frac{2T_2}{d_{w2} \cos \alpha_{wn} \cos \beta_w} \quad (18.56)$$

Figyeljük meg a fogra ható, 223. ábrán látható erőjátékon az $\mathbf{F}_{bn1}$ és $\mathbf{F}_{bt1}$ össze-
tevéők közötti β_b szöget.



223. ábra. A ferdefogú hengeres fogaskerék fogára ható erők játéka

Az $\mathbf{F}_{t1}$ és $\mathbf{F}_{bt1}$ vektorok által alkotott derékszögű háromszögben, majd a $\mathbf{F}_{bt1}$ és $\mathbf{F}_{bn1}$ vektorok által alkotott derékszögű háromszögekből felírható:

$$F_{t1} = F_{bt1} \cos \alpha_{wt} = F_{bn1} \cos \alpha_{wt} \cos \beta_b \quad (18.57)$$

Majd az $\mathbf{F}_{t1}$ és $\mathbf{F}_{tn1}$ vektorok által alkotott derékszögű háromszögben és a $\mathbf{F}_{tn1}$ és $\mathbf{F}_{bn1}$ vektorok által alkotott derékszögű háromszögekből felírható:

$$F_{t1} = F_{tn1} \cos \beta_w = F_{bn1} \cos \alpha_{wn} \cos \beta_w \quad (18.58)$$

Egyenlővé téve a (18.57) és (18.58) egyenleteket, megkapjuk az α_{wn} normálsíkbeli, az α_{wt} homloksíkbeli kapcsolószögek, a β_w gördülőhengeri fogferdeségi szög és β_b alaphengeri fogferdeségi szög közötti (18.59) összefüggést:

$$\cos \alpha_{wn} \cos \beta_w = \cos \beta_b \cos \alpha_{wt} \quad (18.59)$$

A homloksíkbeli kapcsolószög a (18.60) képlettel számítható:

$$\text{inv } \alpha_{wt} = \text{inv } \alpha_t + 2 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \text{tg } \alpha_n, \quad (18.60)$$

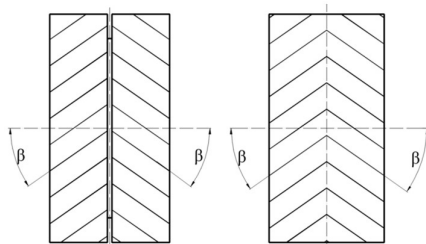
ahol x_1 és x_2 a hajtó és a hajtott kerek profileltolásai.

Abban az esetben, ha a fogazat elemi, azaz $x_1 = 0$, $x_2 = 0$, vagy kompenzált ($x_1 = -x_2$), akkor a homlok-kapcsolószög megegyezik a homloklécprofilszöggel: $\alpha_{wt} = \alpha_t$. A homlok- és normál lécpofilszögek összefüggése a következő:

$$\text{tg } \alpha_t = \frac{\text{tg } \alpha_n}{\cos \beta} \quad (18.61)$$

A normál profilszög értéke itt is a legtöbb esetben $\alpha_n = 20^\circ$, mivel a ferde fogazat esetében a szabványosított profil a normálszelvényben van. A fogferdeségi szög értékei általában a $\beta_w = 8^\circ \div 20^\circ$ intervallumból vannak kiválasztva.

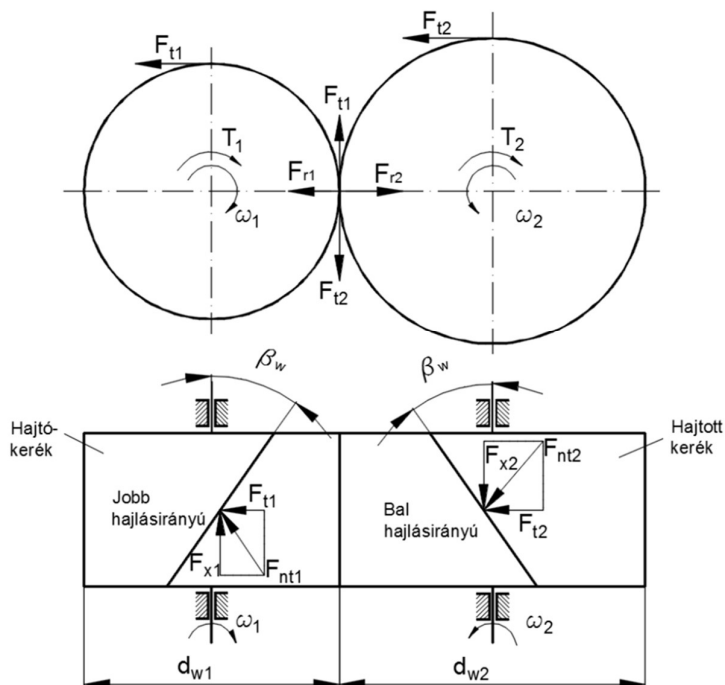
A fentiek alapján megállapítható, hogy ferdefogazatú hajtásban mindig keletkeznek axiális erők. Ezeknek a kiegyensúlyozása és a csapágys axiális tehermentesítése céljából két, azonos ferdeségi szögű, de ellenkező hajlásirányú fogaskereket vagy nyílfogazatot kell alkalmazni, ahol $\beta = 30^\circ \div 45^\circ$ (224. ábra).



224. ábra. Nyilfogat

18.1.3.2. Az erők irányának meghatározása a ferdefogú hengeres kerekkel szerelt hajtóművekben

Figyelembe véve a hajtókerék forgási irányát és a fogak hajlási irányát, az egylépcsős hajtóműben ébredő erők irányát a 225. ábrán szemléltetjük.



225. ábra. Az erők irányá egy hengeres ferdefogú fogaskerekes hajtóműben

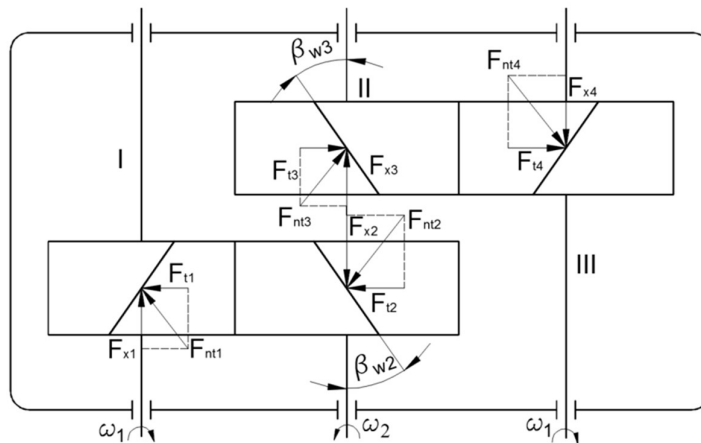
A 226. ábra pedig egy kétlépcsős ferdefogazatú hengeres fogaskerekkel szerkesztett hajtóműben megjelenő erők irányát ábrázolja.

Az ábra szerint a II-es tengelyen fellépő axiális erő a következő:

$$F_{xII} = F_{x2} - F_{x3} = \frac{2T_{II}}{d_{w2}} \operatorname{tg} \beta_{w2} - \frac{2T_{II}}{d_{w3}} \operatorname{tg} \beta_{w3} \quad (18.62)$$

vagyis:

$$F_{xII} = 2T_{II} \left(\frac{\operatorname{tg} \beta_{w2}}{d_{w2}} - \frac{\operatorname{tg} \beta_{w3}}{d_{w3}} \right) \quad (18.63)$$



226. ábra. Az erők iránya egy kétlépcsős hengeres ferdefogú fogaskerekkel szerkesztett hajtóműben

Ha azt szeretnénk, hogy a II-es tengelyen ható axiális erők eredője (F_{xII}) nulla legyen, akkor a (18.63) összefüggés jobb oldalát egyenlővé téve 0-val, a (18.64) képletet kapjuk:

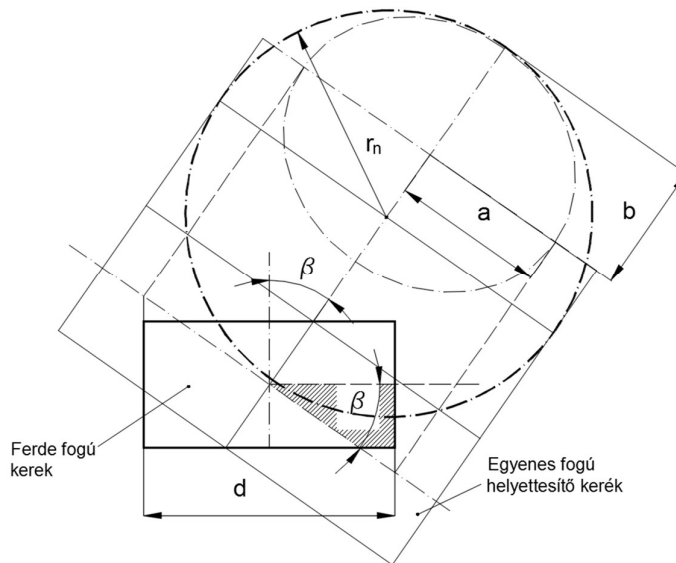
$$\frac{d_{w3}}{d_{w2}} = \frac{\operatorname{tg} \beta_{w3}}{\operatorname{tg} \beta_{w2}} \quad (18.64)$$

A (18.64) képlet segítségével meghatározható a β_2 fogferdeségi szög függvényében a β_3 fogferdeségi szög, úgy, hogy ne keletkezzen axiális irányú igénybevétel a csapáglyakon.

18.1.3.3. A fogaskerék méretezése fogtőhajlítási teherbírásra

A ferdefogú hengeres kerek moduljának számítására ugyanazokat a képleteket lehet alkalmazni, mint az egyenes fogú hengeres kerek esetében, figyelembe véve, hogy a ferde fogazatra jellemző együtthatók is megjelennek, és a kapcsolószám lényegesen megnő.

A ferde fogazatnál alkalmazott képletek használata előtt szükséges azonban a helyettesítő egyenes fogú fogaskerék fogalmát tisztázni, ugyanis ennek alapján határozható meg az alámetszés elkerülését biztosító minimális fogszám.



227. ábra. A ferde fogazatú hengeres kerék helyettesítő kereke

A 227. ábrán a d osztókörátmérőjű hengeres kereket a fogirányvonalra merőleges síkkal metszettük el. A metszetben egy a nagy- és b kisátmérőjű ellipszist kapunk. Az ellipszis legnagyobb görbületi sugara a kistengely pólusaiban van:

$$r_n = \frac{a^2}{b} = \frac{\left(\frac{d}{2 \cos \beta}\right)^2}{\frac{d}{2}} = \frac{d}{2 \cos^2 \beta} \rightarrow 2r_n = d_n = \frac{d}{\cos^2 \beta} \quad (18.65)$$

A helyettesítő egyenes fogú kereket úgy tekintjük, hogy fogiránya a ferde fogfelület osztóhengeri csavarvonalának érintőjével megegyezik. Egy tetszőlegesen választott csavarvonalpont környezetében úgy tekintjük, hogy a helyettesítő egyenes és a ferde fogfelület egybevágó. Innen egyértelműen következik, hogy a helyettesítő kerék osztókörének sugara a szelvényben jelentkező ellipszis simulókörének sugarával, azaz r_n -nel egyenlő. A helyettesítő kerék modulja a ferde fogazatú kerék m_n normálmoduljával megegyező, osztókörátmérője d_n [2]:

$$d_n = m_n z_n = \frac{m_t z}{\cos^2 \beta} = \frac{\frac{m_n}{\cos \beta} z}{\cos^2 \beta} = \frac{m_n z}{\cos^3 \beta} \quad (18.66)$$

Innen az ekvivalens fogszám:

$$z_n = \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad (18.67)$$

Megfigyelhető, hogy a z_n fogszám nem egész szám, értéke pedig nagyobb, mint a ferde fogazat z fogszáma.

Egyenes, szabványos, $\alpha_n = 20$ -os lécpofilszögű fogazat esetén a profileltolás nélküli fogaskerék alámetszési határfogszáma [2]:

$$z_{min} = 17 \quad (18.68)$$

A ferde fogazat esetén így a minimális, alámetszést elkerülő fogszám a (18.68) képlettel számítható, és ez akár 12 is lehet [2]:

$$z_{min} = 17 \cos^3 \beta \quad (18.69)$$

Az egyenes fogazatok teherbírásának megállapításához hasonló módon írható fel a ferde fogazat esetén is a fogtőben fellépő hajlítófeszültség:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_{t1}}{bm_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_\beta \quad (18.70)$$

Az egyenes fogak számításához képest megjelenik az Y_β fogferdeségi tényező.

Figyelembe véve a működési körülményeket és a megmunkálásból eredő hibákat, a fogtőben fellépő névleges feszültség így alakul:

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP} \quad (18.71)$$

Vagyis:

$$\sigma_F = \frac{F_{t1}}{bm_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP} \quad (18.72)$$

A (18.72) képletben szereplő együttthatók:

Y_ε – kapcsolószám tényező:

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{an}}; \quad (18.73)$$

ahol ε_{an} a normál kapcsolószám:

$$\varepsilon_{an} = \frac{\varepsilon_\alpha}{\cos^2 \beta_b} \quad (18.74)$$

a β_b értéke pedig az alábbi összefüggésből számítható:

$$\cos \beta_b = \frac{\cos \beta \cos \alpha_n}{\cos \alpha_t} \quad (18.75)$$

Y_β – ferdeségi tényező:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120^\circ} \quad (18.76)$$

ahol az axiális kapcsolószám:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n} \quad (18.77)$$

Behelyettesítve a (18.72) képletbe a tangenciális erő képletét, a következő összefüggésre jutunk:

$$\sigma_F = \frac{2T_1}{bm_n d_{w1}} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_\beta K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP} \quad (18.78)$$

A gördülőkör átmérőt a (18.79) alakban írjuk fel:

$$d_{w1} = d_1 \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} = m_t z_1 \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} = \frac{m_n}{\cos \beta} z_1 \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} \quad (18.79)$$

Ezzel a (18.78) összefüggés végső alakja a következő lesz:

$$\frac{2T_1}{bm_n \frac{m_n}{\cos \beta} z_1 \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}}} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_\beta K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP} \quad (18.80)$$

Innen kifejezhető a méretezéshez szükséges m_n normálmodul:

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2T_1 \cos \beta K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_\beta \cos \alpha_{wt}}{\frac{b}{m_n} z_1 \sigma_{FP} \cos \alpha_t}} \quad (18.81)$$

A tervezési eljárás menete teljesen megegyezik az egyenes fogaskerekéknél ismertetett eljárással. Itt is az előtervezés esetében: $x_1 = 0$, $x_2 = 0$, $\alpha_{wt} = \alpha_t$, $K_A = 1$, $K_V = 1,2$, $K_{F\beta} = 1,25$, $K_{F\alpha} = 1$, $\varepsilon_{an} = 1$, $Y_\varepsilon = 1$.

Így a normálmodul előtervezési értéke a (18.82) képlettel számítható:

$$m_n \geq \sqrt[3]{3 \frac{T_1 \cos \beta Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\beta}{\frac{b}{m_n} z_1 \sigma_{FP}}} \quad (18.82)$$

Az előtervezés során megválasztott modullal kiszámoljuk a hajtás geometriai jellemzőit, ezek alapján pontosítjuk az együttthatókat és újra ellenőrizzük a (18.80) összefüggést, aminek beteljesülése esetén elfogadhatjuk a normálmódul-értéket.

18.1.3.4. A fogaskerék méretezése fogfelületi teherbírásra

A kapcsolódó fogak felületén keletkező névleges feszültség:

$$\sigma_{HO} = Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{2T_1 u_{12} + 1}{b d_1^2 u_{12}}} \quad (18.83)$$

amelyben a következő tényezők szerepelnek:

Z_H – gördülőkör-tényező:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_t \operatorname{tg} \alpha_{wt}}} \quad (18.84)$$

Z_E – rugalmassági -tényező:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (18.85)$$

Z_ε – kapcsolószám -tényező:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}, \quad \text{ha } \varepsilon_\beta \geq 1 \quad (18.86)$$

és

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} (1 - \varepsilon_\alpha) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}}, \quad \text{ha } \varepsilon_\beta < 1 \quad (18.87)$$

Z_β – fogferdeségi tényező:

$$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta} \quad (18.88)$$

Figyelembe véve az üzemelési körülményeket és a kerekek megmunkálási pontosságát, a σ_H névleges fogfelületi feszültség a következőképpen alakul:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} = Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{2T_1}{b d_1^2} \frac{u_{12} + 1}{u_{12}}} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (18.89)$$

A hajtókerék osztókörátmérőjét a (18.90) képlettel helyettesítjük:

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos\beta} z_1 \quad (18.90)$$

Ezzel a (18.89) összefüggés a következő formára hozható:

$$Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{2T_1 \cos^2\beta}{\frac{b}{m_n} z_1^2 m_n^3} \frac{u_{12} + 1}{u_{12}}} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP} \quad (18.91)$$

Innen pedig kifejezhető a hajtás méretezéséhez szükséges m_n normálmodul:

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2T_1 \cos^2\beta}{\frac{b}{m_n} z_1^2} \frac{u_{12} + 1}{u_{12}}} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} \left(\frac{Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta}{\sigma_{HP}} \right)^2 \quad (18.92)$$

Megjegyzés: mivel ferde fogazat esetén a szabványosított modul a fogívre normális metszetben található meg, a méretezési folyamatban mindig a normál modult kell kiszámítani.

A tervezési folyamat lépései teljesen megegyeznek az egyenes fogazatnál leírt lépésekkel, itt az előtervezéshez: $K_A = 1$, $K_V = 1,2$, $K_{H\beta} = 1,5$, $K_{H\alpha} = 1$, $Z_\varepsilon = 1$.

A normálmodul előtervezési számítására a (18.93) képletet használjuk, az együtthatók pontosítása után pedig a (18.91) összefüggés kell hogy teljesüljön.

$$m_n \geq \sqrt[3]{3,6 \frac{T_1 \cos^2 \beta}{\frac{b}{m_n} z_1^2} \frac{u_{12} + 1}{u_{12}} \left(\frac{Z_H Z_E Z_\beta}{\sigma_{HP}} \right)^2} \quad (18.93)$$

Az előzőekben levezetett képletek megerősítik, hogy a fogaskerek modulját két feltétel alapján lehet meghatározni. A gyakorlatban előforduló fogaskerek méretezését fogtő-igénybevételre (fogtörésre) és a felszíni igénybevételre (pitting képződésre) végzik.

Célszerű az edzett fogfelületű fogaskereket fogtő-igénybevételre méretezni (és felszíni teherbírásra ellenőrizni). A nemesített, nem edzett fogfelületű fogaskereket pedig a felszíni igénybevétel alapján célszerű méretezni és fogtőhajlításra ellenőrizni.

A profileltolás-tényezőket a szakirodalomban fellelhető [28] grafikonokból leolvassuk vagy kiszámítjuk.

A profileltolás számítására gyakran alkalmazott képlet a MAAG-féle képlet, amely a két kerék fogainak egyforma kopását biztosítja [28]:

Egyenes fogazat esetén:

$$x_1 = \frac{x_1 + x_2}{2} + \left(0,5 - \frac{x_1 + x_2}{2} \right) \frac{\lg \frac{z_2}{z_1}}{\lg \left(\frac{z_1 z_2}{100} \right)}, \quad (18.94)$$

ahol $(x_1 + x_2)$ a profileltolások összege.

Ferde fogazat esetén:

$$x_1 = \frac{x_1 + x_2}{2} + \left(0,5 - \frac{x_1 + x_2}{2} \right) \frac{\lg \frac{z_2}{z_1}}{\lg \left(\frac{z_{n1} z_{n2}}{100} \right)}, \quad (18.95)$$

ahol z_{n1} és z_{n2} a helyettesítő fogaskerek fogszáma:

$$Z_{n1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} \quad (18.96)$$

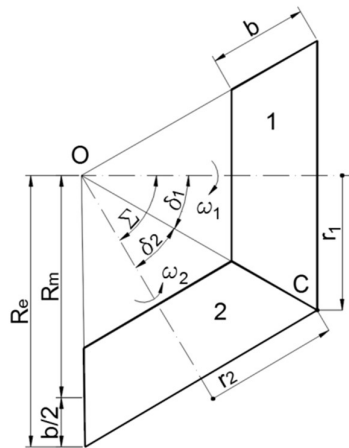
$$Z_{n2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} \quad (18.97)$$

18.2. Kúpkerekhajtások

18.2.1. Geometriai és kinematikai jellemzők

Az egymást metsző tengelyű hajtások esetében a gördültestek kúpok, amelyek segítségével továbbíthatjuk a mozgást vagy terhelést a két tengely között (228. ábra).

A két forgástengely között tetszőleges Σ szög van (leggyakrabban ez 90°), a fogaskerek osztkúpjai pedig δ_1 és δ_2 kúpfélszögűek. A fogaskerek szélessége b -el van jelölve, az osztkúpphossz R_e -vel és a középső osztkúpphossz R_m -nel, az osztkörök sugarai pedig r_1 , illetve r_2 -vel.



228. ábra. Kúpfogaskerékpár vázlata

Mivel a kapcsolat alakzáró, az osztkúpok közös C pontjában a kerületi sebességek egyenlők:

$$V_{1C} = V_{2C}, \quad (18.98)$$

ahol V_{1C} és V_{2C} a fogaskerek kerületi sebessége a C pontban:

$$V_{1C} = r_1 \omega_1 = R_e \sin \delta_1 \omega_1; \quad V_{2C} = r_2 \omega_2 = R_e \sin \delta_2 \omega_2 \quad (18.99)$$

Az osztókörök sugarai a (18.100) képlettel számíthatók ki:

$$r_1 = \frac{mz_1}{2}; \quad r_2 = \frac{mz_2}{2} \quad (18.100)$$

Lassító hajtás esetén az u_{12} fogszámviszony megegyezik az i_{12} áttételi aránnyal, gyorsító hajtás esetén pedig $u_{12} = 1/i_{12}$, és az értéke a (18.101) képlettel számítható:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (18.101)$$

A 228. ábra alapján az R_e osztókúphossz mérete:

$$R_e = \frac{r_1}{\sin \delta_1} = \frac{r_2}{\sin \delta_2} \quad (18.102)$$

Figyelembe véve a (18.101) összefüggést és azt, hogy a kúpfelszögek összege egyenlő a forgástengelyek közötti szöggel:

$$\delta_1 + \delta_2 = \Sigma \quad (18.103)$$

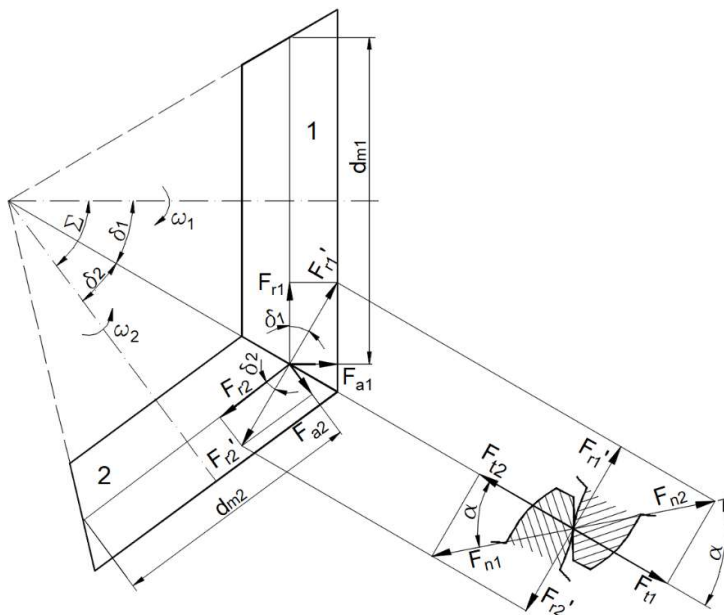
A kúpfelszögek tangens függvényei kifejezhetők a tengelyek közötti Σ szög és az i_{12} arány függvényében:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{i_{12} + \cos \Sigma} \quad \text{és} \quad \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{i_{12} \sin \Sigma}{1 + i_{12} \cos \Sigma} \quad (18.104)$$

18.2.2. A kúpkerékajtásban fellépő erők

A kúpkerékajtásban megjelenő erők jelölése hasonló a hengeres kerékajtásoknál megjelenő erőkkel. A 229. ábrán látható erőjátékban: $\mathbf{F}_{t1}$ és $\mathbf{F}_{t2}$ a kerületi erők, $\mathbf{F}_{r1}$ és $\mathbf{F}_{r2}$ a kerekek radiális irányában ható erők, $\mathbf{F}'_{r1}$ és $\mathbf{F}'_{r2}$ a fogív vonalára merőleges irányba ható radiális erők, $\mathbf{F}_{a1}$ és $\mathbf{F}_{a2}$ az axiális erők, amelyek iránya mindig a kúpok nagytátmérője felé mutatnak, $\mathbf{F}_{n1}$ és $\mathbf{F}_{n2}$ a fogoldalakra ható normálerők, és α pedig a síkkerék profilszöge.

A 229. ábra alapján ezek a következőképpen írhatók fel:



229. ábra. Kúpkerékhatás erőjátéka

A tangenciális erők:

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{m1}}, \quad F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{m2}}, \quad (18.105)$$

ahol a $b/2$ fogszélességnél mért d_{m1} és d_{m2} a középosztókörök.

A radiális erők:

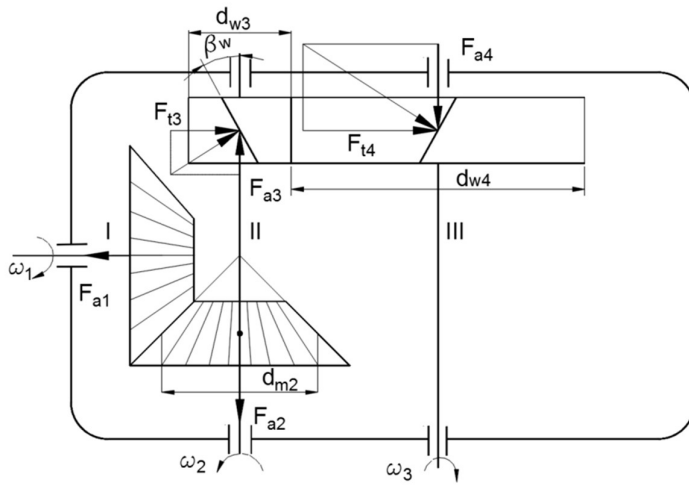
$$F_{r1} = F'_{r1} \cos \delta_1 = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1; \quad F_{r2} = F'_{r2} \cos \delta_2 = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2 \quad (18.106)$$

Az axiális erők:

$$F_{a1} = F'_{r1} \sin \delta_1 = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1; \quad F_{a2} = F'_{r2} \sin \delta_2 = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2 \quad (18.107)$$

A 230. ábrán egy vegyes, hengeres és kúpkerékhatás látható. Megfigyelhető az F_{a1} és F_{a2} erők irányítása, amelyek a kúpok nagytámrője irányába mutatnak.

Ha ennek az iránynak megfelelően választjuk meg a d_{w3} gördülőkör átmérőjű ferdefogú hengeres kerék dőlésszögének irányát és mértékét, akkor a II-es tengelyen az axiális erők eredője akár nulla is lehet, amelynek köszönhetően nem szükséges radiális-axiális csapágyakat használni a II-es tengely támasztására.



230. ábra. Hengeres és kúpkerek vegyes hajtás vázlata

Ennek feltétele a 230. ábra alapján:

$$F_{aII} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2 - F_{t3} \operatorname{tg} \beta_w = \frac{2T_2}{d_{m2}} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2 - \frac{2T_2}{d_{w3}} \operatorname{tg} \beta_w = 0 \quad (18.108)$$

Átrendezve a (18.108) egyenletet,

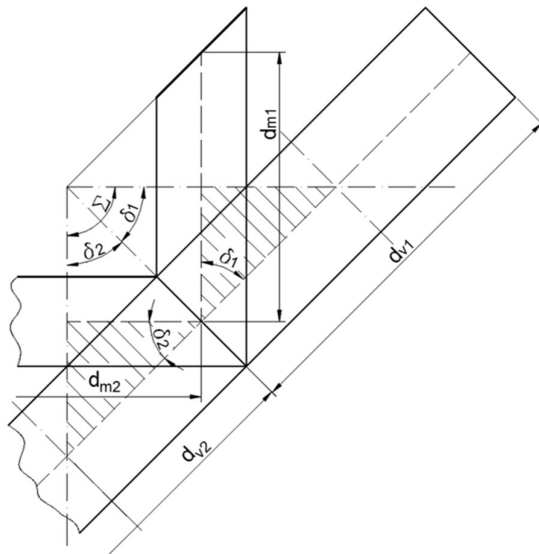
$$\frac{\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2}{d_{m2}} - \frac{\operatorname{tg} \beta_w}{d_{w3}} = 0, \quad (18.109)$$

megkapjuk a II-es tengelyen nulla értékű eredő axiális erő feltételét:

$$\frac{d_{w3}}{d_{m2}} = \frac{\operatorname{tg} \beta_w}{\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2} \quad (18.110)$$

18.2.3. Az egyenes fogú kúpkerek pár méretezése teherbírásra

Az egyenes fogú kúpkerek pár méretezéséhez, az alámetszést elkerülő minimális fogszám és kapcsolószám kiszámításához bevezetjük a helyettesítő hengeres kereket (231. ábra). Így a kúpkerek méretezése visszavezethető az egyenes fogú hengeres kerekpár méretezésére.



231. ábra. A helyettesítő kerék

A d_{m1} és d_{m2} középosztókör-átmérőjű kúpkereket egy d_{v1} és egy d_{v2} osztókör-átmérőjű hengeres kerékkal helyettesítjük.

Kúpkerek esetén, mivel a modul a szélesség mentén változik, az m_m középmodult használjuk, amelyet a kúpkerek szélességének felénél, azaz $b/2$ -nél értelmesszünk. Ezzel a d_{m1} középosztókör átmérője:

$$d_{m1} = m_m z_1 \quad (18.111)$$

A helyettesítő hengeres kerék d_{v1} osztóköre pedig:

$$d_{v1} = m_v z_{v1} , \quad (18.112)$$

ahol m_v a helyettesítő kerék modulja.

A 231. ábra alapján felírható, hogy:

$$\frac{d_{m1}}{2} = \frac{d_{v1}}{2} \cos \delta_1 \quad (18.113)$$

A (18.113) képletből megállapítható az összefüggés az osztókörátmérők között:

$$d_{m1} = d_{v1} \cos \delta_1 \quad (18.114)$$

Behelyettesítve a (18.111) és (18.112) képleteket:

$$m_m z_1 = m_v z_{v1} \cos \delta_1 \quad (18.115)$$

Figyelembe véve, hogy a középmodul és a helyettesítő modul egyenlők,

$$m_m = m_v \quad (18.116)$$

felírható a kúpkerek z_1 fogszáma és a helyettesítő hengeres kerék z_{v1} fogszáma közötti összefüggés:

$$z_1 = z_{v1} \cos \delta_1 \quad (18.117)$$

Figyelembe véve, hogy a hengeres kerek esetén az alámetszés elkerülését biztosító minimális fogszám 17,

$$z_{v1min} = 17, \quad (18.118)$$

megfigyelhető, hogy a kúpkerek minimális fogszáma ennél kisebb, nem egész szám és a δ_1 kúpszög függvénye:

$$z_{1min} = 17 \cos \delta_1 \quad (18.119)$$

Méretezés fogtőhajlításra

A méretezési eljárás hasonló a hengeres fogaskerekknél alkalmazott eljárás-hoz, a fogtőhajlító feszültség számítási képlete pedig:

$$\sigma_F = \frac{F_{t1}}{b m_m} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\varepsilon V} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \leq \sigma_{Fp} \quad (18.120)$$

Kifejezve a kerületi erőt a T_1 hajtónyomaték függvényében,

$$\frac{2T_1}{m_m \frac{b}{m_m} z_1 m_m} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\varepsilon V} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \leq \sigma_{Fp} \quad (18.121)$$

felírható a középmodul méretezési képlete:

$$m_m \geq \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\varepsilon V}}{\left(\frac{b}{m_m}\right) z_1 \sigma_{Fp}}} \quad (18.122)$$

Figyelembe kell venni, hogy a K_A , K_V , $K_{F\beta}$, $K_{F\alpha}$, Y_{Sa} és $Y_{\varepsilon V}$ együtthatók megállapítása hasonló módon történik, mint a hengeres kerekekénél, azonban itt a helyettesítő kerekek z_{v1} és z_{v2} fogszámait kell használni!

Előtervezéshez: $K_V = 1,2$; $K_{F\beta} = 1,25$; $K_{F\alpha} = 1$; $Y_{\varepsilon V} = 1$; $K_A = 1$.

Illetve a középmodul:

$$m_m \geq \sqrt[3]{3 \frac{T_1}{\left(\frac{b}{m_m}\right) z_1} \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{\sigma_{Fp}}} \quad (18.123)$$

Méretezés fogfelületi feszültségre

Az eljárás és a képletek itt is megegyeznek a hengeres fogaskerekekénél ismertettekkel, így a névleges felületi feszültség:

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_{\varepsilon V} \sqrt{\frac{2T_1 K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}{d_{m1}^2 b} \frac{\sqrt{u_{12}^2 + 1}}{u_{12}}} \leq \sigma_{Hp} \quad (18.124)$$

Innen a modulus méretezési képlete:

$$m_m \geq \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}{\left(\frac{b}{m_m}\right) z_1^2 \sigma_{Fp}} \frac{\sqrt{u_{12}^2 + 1}}{u_{12}} \left(\frac{Z_H Z_E Z_{\varepsilon V}}{\sigma_{Hp}}\right)^2} \quad (18.125)$$

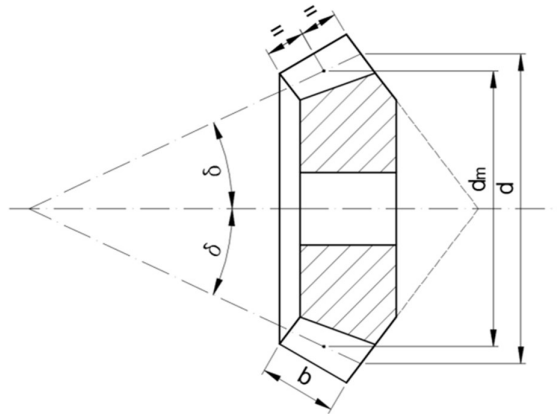
Itt is figyelembe kell venni, hogy a K_A , K_V , $K_{H\beta}$, $K_{H\alpha}$, Z_H , Z_E és $Z_{\varepsilon V}$ együtthatók megállapítása hasonló módon történik, mint a hengeres kerekekénél, azonban itt is a helyettesítő kerekek z_{v1} és z_{v2} fogszámait kell használni!

Előtervezésnél: $K_A = 1$; $K_V = 1,2$; $K_{H\beta} = 1$; $K_{H\alpha} = 1$; $Z_{\varepsilon V} = 1$; $\left(Z_{\varepsilon V} = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_{\alpha V}}{3}}\right)$

Illetve a középmodul méretezési képlete:

$$m_m \geq \sqrt[3]{3,6 \frac{T_1}{\left(\frac{b}{m_m}\right) z_1^2} \frac{\sqrt{u_{12}^2 + 1}}{u_{12}} \left(\frac{Z_H Z_E}{\sigma_{Hp}}\right)^2} \quad (18.126)$$

A modul a kúpkerekek esetében a hátkúpon van szabványosítva, ennek jelölése m . Az m_m középmodullal való összefüggést a 232. ábra alapján írhatjuk fel.



232. ábra. Az osztókörátmérők közötti összefüggés

Az osztókörátmérő a hátkúpon:

$$d = d_m + 2 \frac{b}{2} \sin \delta \quad (18.127)$$

Behelyettesítve a d és d_m képleteit:

$$mz = m_m z + b \sin \delta \quad (18.128)$$

A hátkúpi modul és a középmodul közötti összefüggés ezzel:

$$m = m_m + \frac{b}{z} \sin \delta \quad (18.129)$$

A gyakorlatban találhatók ferde fogú vagy ívelt fogú kúpkerek is. Ezek számítása általában a megfelelő kúpkerek-fogazógép műszaki könyve alapján történik.

18.3. Csigahajtások

A csigahajtások a kitérő tengelyvonalú fogaskerék-hajtások csoportjába tartoznak, csiga-csigakerék kapcsolattal továbbítják a teljesítményt, az esetek többségében $\Sigma = 90^\circ$ -os tengelyszögű kitérő tengelyek között. Működés közben az érintkező fogfelületek általában vonalmenti érintkezésben vannak. Ezáltal a felületi teherbírás nagyobb, kedvezőbbek a teherbíró kenőfilm kialakulásához szükséges feltételek, és kisebb lesz a súrlódási veszteség.

Általában lassító áttételek megvalósítására használják, amikor a csiga a hajtó elem, és az egy lépcsőben megvalósítandó kinematikai áttétel $6 < i < 100$ tartományba esik. Az alsó határ alatt azonban sem gazdasági, sem gyártási szempontból nem előnyös a csigahajtás használata. A csigák általában $z_1 = 1$ fogszámmal (bevezetéssel) készülnek. Vannak 1-nél nagyobb fogszámú csigák is, de a fogak számát legfeljebb 4-ig ajánlják [1]. Kivételes esetekben a Z_1 fogszám lehet 4-nél is nagyobb. A csiga kerületi sebességét ajánlott az osztóhengeren 20 m/s alatt tartani [28]. Készülnek csigahajtások nagy terhelésekre is, de általában 50 kW-os átvitt teljesítmény alatt gazdaságos ez a hajtástípus.

Amikor lassító hajtásként használjuk (amikor a csiga hajtja a kereket):

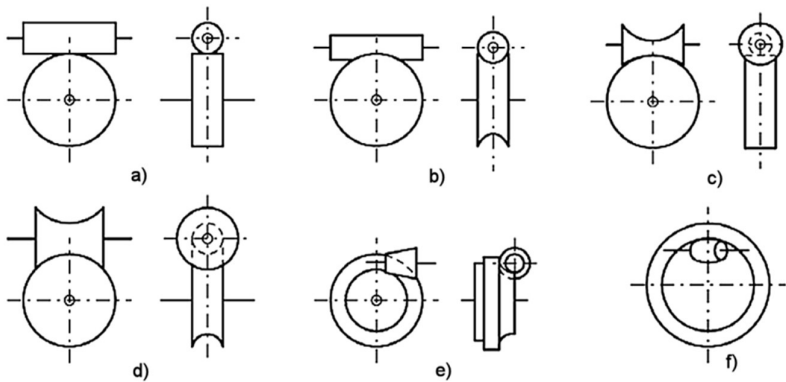
$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_1}{z_2} \leq 100 \quad (18.130)$$

Ha gyorsító hajtásként használjuk (a csigakerék hajtja a csigát):

$$i_{12} \leq 15 \quad (18.131)$$

A csigahajtásokat a csiga és a csigakerék palástfelületei alapján is osztályozhatjuk (233. ábra). Ennek megfelelően a következő megvalósítások léteznek:

- henger-henger (a);
- henger-globoid (b);
- globoid-henger (c);
- globoid-globoid (d);
- kúpgloboid (e);
- hordó-körgyűrű (belső csigás) (f).



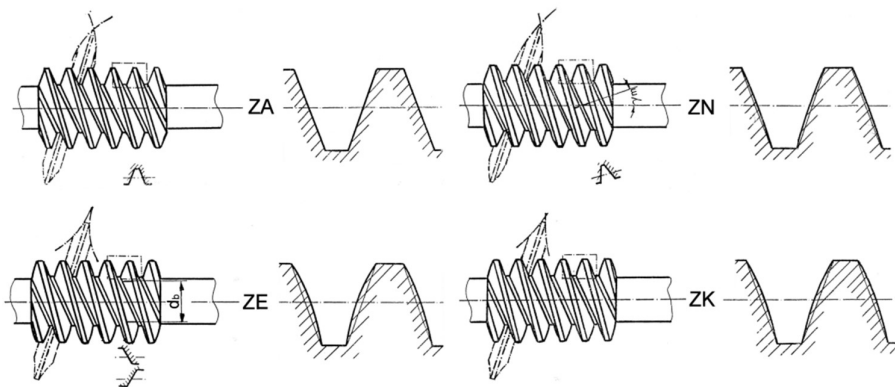
233. ábra. Csigahajtások osztályozása az elemek külső palástfelülete alapján [1]

18.3.1. A hengeres csigahajtás geometriai és kinematikai jellemzői

A hengeres csigahajtás a legszélesebb körben elterjedt csigahajtástípus, mivel a csigák viszonylag könnyen gyárthatók hagyományos eszterga- és marógépeken.

Az eszterga- és marógépeken megmunkált csigák jellegzetessége, hogy a szerszám vágóéle mindig egyenes (a pontosabb élkialakítás lehetősége miatt). Ebből következik, hogy a csiga csavarfelületén (ott, ahol a kés vágóéle generálja a csiga felületét) egyenes vonal van. A fentiekből következik, hogy az esztergagépeken megmunkált csavarfelületek vonalfelületek (egyenes sereggel burkolt felületek).

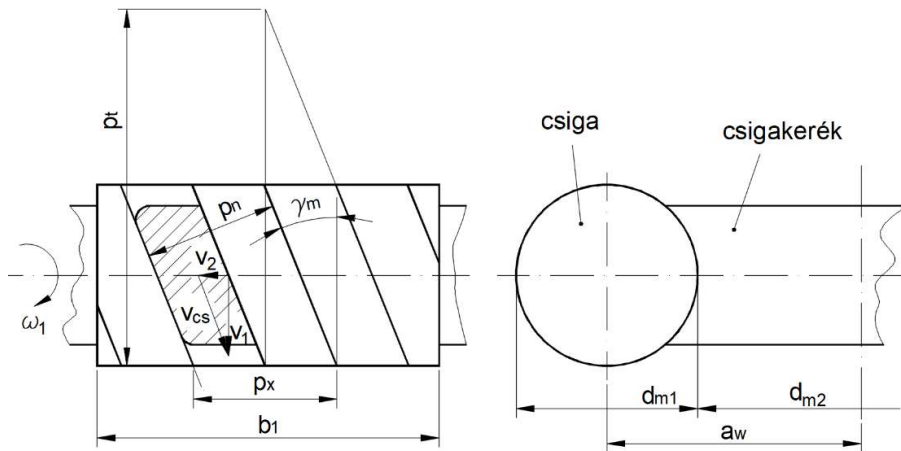
A vonalfelületű hengeres csigákat a homlokfelület (a tengelyre merőleges síkmetszet) profilja szerint osztályozzák. A STAS 6845-82 román szabvány szerint a következő vonalfelületű csigákat definiálja (234. ábra):



234. ábra. Szabványosított hengeres csigatípusok

- **ZA** típusú csiga (Arkhimédész-féle csiga), amelynek homlokprofilja Arkhimédész-féle spirális ív, axiális metszete pedig egyenlő szárú trapéz;
- **ZE** típusú csiga (evolvens csiga), amelynek homlokprofilja körevolvens-ív, a csavarfelületek alkotó egyenesei pedig két párhuzamos, az alaphengert érintő síkba illeszkednek;
- **ZN1** típusú csiga, amelynek homlokprofilja hurkolt evolvensív, és a csiga fogára merőleges síkban van az egyenes oldalú trapézprofil;
- **ZN2** típusú csiga, amelynek homlokprofilja szintén hurkolt evolvensív, de a csiga foghézagára merőleges síkban van az egyenes oldalú trapézprofil;
- **ZK1** típusú, kettős kúpos, szimmetrikus szögmaróval gyártott csiga;
- **ZK2** típusú, kúpos szármaróval gyártott csiga.

A hengeres csigahajtás jellemző méretei a 235. ábrán láthatók.



235. ábra. Hengeres csigahajtás jellemző méretei

Az osztóhengeri menetemelkedési szög tangense az ábra alapján a következő:

$$\operatorname{tg} \gamma_m = \frac{p_z}{\pi d_{m1}} = \frac{z_1 p_x}{\pi d_{m1}} = \frac{z_1 \pi m_x}{\pi d_{m1}} = \frac{z_1}{\left(\frac{d_{m1}}{m_x}\right)} = \frac{z_1}{q} \quad (18.132)$$

Innen a menetemelkedési szög:

$$\gamma_m = \arctg\left(\frac{z_1}{q}\right) \quad (18.133)$$

A (18.131) és (18.132) képletekben a következő jelöléseket használtuk: p_z – a menetemelkedés, p_x – az axiális osztás, m_x – axiális modul (csigák esetében ez van szabványosítva), z_1 – a bekezdések (fogak) száma.

A (18.133) képletben szereplő q szám a csiga átmérőhányadosa, amely a STAS 6845-82 román szabványban szabványosított méretként van definiálva; javasolt értékeit a szakirodalomból, például a [28] forrásmunkából lehet kiválasztani.

$$q = \frac{d_{m1}}{m_x} \quad (18.134)$$

A csigahajtás geometriai jellemzői

Osztókörátmérők:

$$d_{m1} = m_x q; \quad d_{m2} = m_x(z_2 + 2\xi) \quad (18.135)$$

Fejkörátmérők:

$$d_{a1} = m_x(q + 2h_a^*); \quad d_{a2} = m_x(z_2 + 2\xi + 2h_a^*) \quad (18.136)$$

Láb körátmérők:

$$d_{f1} = m_x(q - 2h_a^*); \quad d_{f2} = m_x(z_2 + 2\xi - 2h_a^* - 2c^*) \quad (18.137)$$

A h fejmagasság-tényező normál esetben 1, tömpe fogazat esetében 0,8, ha pedig 1-nél nagyobb, akkor magasított fogazatról beszélünk. Utóbbi típust a nagyon kis modulú finommechanikai hajtásokban alkalmazzák.

A ξ profileltolás-tényezőt $-1 \leq \xi \leq 1$ intervallumból javasolt választani [4]:

$$\xi = \frac{a_w}{m_x} - 0,5(q + z_2) \quad (18.138)$$

A csigahajtás tengelytávja az osztókörátmérőkből számítható:

$$a_w = \frac{d_{m1} + d_{m2}}{2} = \frac{m_x(q + z_2 + 2\xi)}{2} = \frac{m_x(q + z_2)}{2} + m_x\xi \quad (18.139)$$

A fogmagasság:

$$h = \frac{d_{a1} - d_{f1}}{2} = \frac{d_{a2} - d_{f2}}{2} = m_x(2h_a^* + c^*), \quad (18.140)$$

ahol c^* a lábhezag-tényező, általában $c^* = 0,2 \div 0,3$

A csiga b_1 hossza:

$$b_1 = 2,5m_x\sqrt{z_2 + 1} \quad (18.141)$$

A csigakerék b_2 fogszélessége:

$$b_2 \approx 2m_x(0,5 + \sqrt{q+1}) \quad (18.142)$$

A csigahajtás kinematikai jellemzői

A csiga kerületi sebessége:

$$V_1 = \omega_1 \frac{d_{m1}}{2} \quad (18.143)$$

A csigakerék kerületi sebessége:

$$V_2 = V_1 \operatorname{tg} \gamma_m = \omega_1 \frac{d_{m1}}{2} \operatorname{tg} \gamma_m \quad (18.144)$$

A fogfelületek között csúszás lép fel, amely melegedéshez vezet, csökkenti a hajtás hatásfokát és esetenként akár a fogoldalak összehegedéséhez is vezethet.

A csúszási sebesség értéke a 235. ábra alapján:

$$\begin{aligned} V_{cs} &= \frac{V_1}{\cos \gamma_m} = \frac{\omega_1 d_{m1}}{2 \frac{1}{\sqrt{1+\operatorname{tg}^2 \gamma_m}}} = \frac{\omega_1 m_x q}{2 \frac{1}{\sqrt{1+\operatorname{tg}^2 \gamma_m}}} = \frac{\omega_1 m_x}{2} \frac{q}{\sqrt{q^2+z_1^2}} \\ &= \frac{\omega_1}{2} m_x \sqrt{q^2+z_1^2} \end{aligned} \quad (18.145)$$

Mivel $V_{cs} > V_1$, melegedés lép fel, és ennek mértéke nő a v_{cs} növekedésével. Ez az oka annak, hogy a jól gyártható vonalfelületű csigákat módosították, és körív-, parabolaprofilokat alkalmaztak [12].

A hajtás áttételi aránya:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\frac{2V_1}{d_{m1}}}{\frac{2V_2}{d_{m2}}} = \frac{V_1 d_{m2}}{V_2 d_{m1}} = \frac{V_1 m Z_2}{V_1 m_x q \operatorname{tg} \gamma_m} = \frac{z_2}{\frac{z_1}{q} q} = \frac{Z_1}{Z_2} \quad (18.146)$$

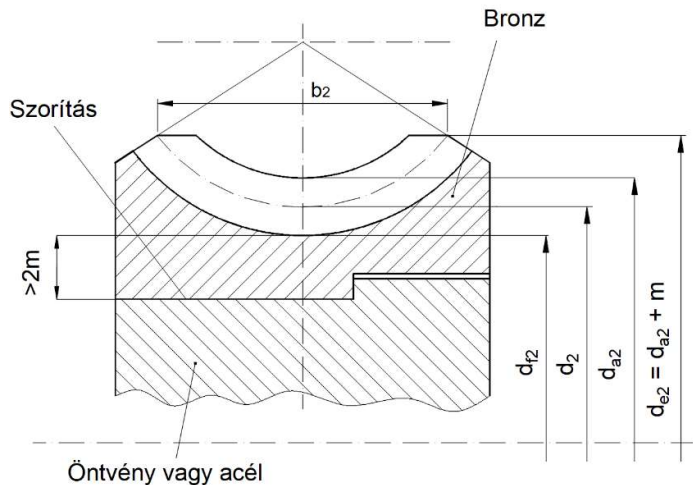
Általában az áttételi arány értéke $5 \leq i_{12} \leq 70$, de a leggyakrabban használt áttételi arány $15 \leq i_{12} \leq 50$.

A csigahajtás anyagai

Mivel a csigahajtás a javasolt, $-1 < \xi < 1$, profilmódosítási tartományban kedvezőtlen kenéssel működik [4], ezért az anyagokat ennek megfelelően kell megválasztani. Mivel a kenés állapota javul nagy, negatív profileltolások alkalmazásával, javasolt esetenként a profileltolást akár a $(\xi = -1,5 \div -1)$ intervallumból is választani [4].

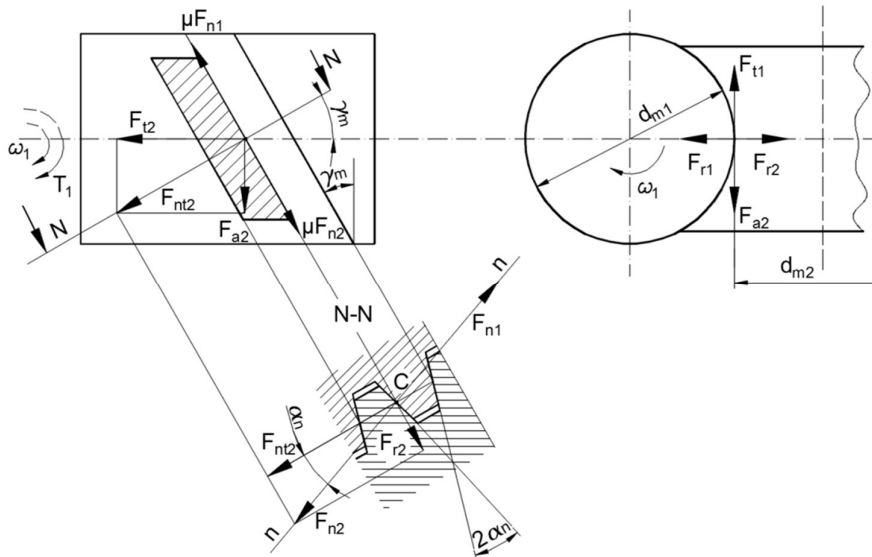
A csigát ötvöztött acélokból vagy jó minőségű szénacélból készítik, cementálva és edzve úgy, hogy a csiga fogoldalán $58 \div 63$ HRC keménységet érjünk el. A hőkezelés után a csiga fogoldalait köszörülni kell. Esetenként, kisebb terhelésnél a csiga nemesíthető acélból is készülhet, $45 \div 55$ HRC keménységgel, ekkor nem kell köszörülni a fogoldalakat.

A csigakereket általában bronzból készítik, ritkábban gömbgrafitos vasöntvényből vagy szürkeöntvényből. A 200 mm-nél kisebb átmérőjű csigakerekek monolit szerkezetűek, így teljes egészében bronzból készülnek, az ennél nagyobbakat szelelve készítik: az agyat öntvényből, a fogazott koronát pedig bronzból (236. ábra).



236. ábra. Szerelt csigakerék

18.3.2. A csigahajtás erőjátéka és hatásfoka



237. ábra. Hengeres csigahajtás erőjátéka

A valóságban a terhelés átadása a csigáról a csigakerékre, vagy fordítva, az érintkezési vonalak teljes hosszán elosztva történik. Az egyszerűsítés érdekében úgy tekintjük, hogy az eloszló erők eredője egyetlen támadási pontban hat. A hajtás során a kapcsolási vonalak száma folyamatosan változhat, az eredő erők támadási pontja sem rögzített az érintkezési vonalak mentén, ezen felül az eredő erő mérete is változik a hengeres csigahajtásban.

Konvencionálisan úgy tekinti a szakirodalom, hogy az erők a 237. ábrán látható erőjáték alapján a C pontban hatnak, ott, ahol a normáltranzverzális (a két forgástengelyre közös merőleges) átdöfi a csigakerék d_{m2} átmérőjű osztóhengerét [4]. Ez a két gördülőhenger érintkezési pontja is egyben [18].

A csigakerékre ható kerületi erő értéke felírható a csigakerékre kiosztott T_2 forgatónyomaték és az osztóhenger sugarának arányaként:

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{m2}} \quad (18.147)$$

A csiga tengelyére vetített erők az alábbi egyensúlyegyenlethez vezetnek:

$$\begin{aligned}
 F_{t2} &= F_{nt2} \cos \gamma_m - \mu F_{n2} \sin \gamma_m = F_{n2} \cos \alpha_n \cos \gamma_m - \mu F_{n2} \sin \gamma_m \\
 &= F_{n2} \cos \alpha_n \left(\cos \gamma_m - \frac{\mu}{\cos \alpha_n} \sin \gamma_m \right) \\
 &= F_{n2} \cos \alpha_n (\cos \gamma_m - \operatorname{tg} \varphi_1 \sin \gamma_m) \\
 &= F_{n2} \frac{\cos \alpha_n}{\cos \varphi_1} \cos (\gamma_m + \varphi_1)
 \end{aligned} \tag{18.148}$$

A (18.148) képletből kifejezzük az N - N metszetben a csigakerék fogára ható F_{n2} normálerőt:

$$F_{n2} = F_{t2} \frac{\cos \varphi_1}{\cos \alpha_n \cos (\gamma_m + \varphi_1)} \tag{18.149}$$

A csigakerékre ható F_{r2} radiális erő értéke innen:

$$F_{r2} = F_{n2} \sin \alpha_n = F_{t2} \frac{\operatorname{tg} \alpha_n \cos \varphi_1}{\cos (\gamma_m + \varphi_1)}, \tag{18.150}$$

ahol:

$$\varphi_1 = \operatorname{artcg} \left(\frac{\mu}{\cos \alpha_n} \right) = \operatorname{arctg} \mu_1 \tag{18.151}$$

azaz a redukált súrlódási szög.

A csigakerék tengelyére vetített erőket a csiga tengelyszelvényét felhasználva írjuk fel (237. ábra).

$$\begin{aligned}
 F_{a2} &= F_{nt2} \sin \gamma_m + \mu F_{n2} \cos \gamma_m = F_{n2} \cos \alpha_n \sin \gamma_m + \mu F_{n2} \cos \gamma_m \\
 &= F_{n2} \cos \alpha_n \left(\sin \gamma_m + \frac{\mu}{\cos \alpha_n} \right) \\
 &= F_{n2} \frac{\cos \alpha_n}{\cos \varphi_1} \sin (\gamma_m + \varphi_1) \\
 &= F_{t2} \frac{\cos \varphi_1}{\cos \alpha_n \cos (\gamma_m + \varphi_1)} \frac{\cos \alpha_n}{\cos \varphi_1} \sin (\gamma_m + \varphi_1) \\
 &= F_{t2} \operatorname{tg} (\gamma_m + \varphi_1)
 \end{aligned} \tag{18.152}$$

Innen kifejezve a csigakerékre ható axiális erő értéke a következő:

$$F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} (\gamma_m + \varphi_1) \tag{18.153}$$

A 237. ábrán megfigyelhető egyensúlyi feltételekből továbbá felírható:

$$F_{t1} = F_{a2} ; \quad F_{r1} = F_{r2} ; \quad F_{a1} = F_{t2} \tag{18.154}$$

A csigahajtás hatásfoka (ha a csiga a hajtóelem) a (18.155) képlettel számítható ki:

$$\eta_z = \frac{F_{t2} V_2}{F_{t1} V_1} = \frac{\operatorname{tg} \gamma_m}{\operatorname{tg} (\gamma_m + \varphi_1)} \tag{18.155}$$

Abban az esetben pedig, ha a csigakerék a hajtóelem, a hajtás hatásfoka:

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} (\gamma_m - \varphi_1)}{\operatorname{tg} \gamma_m} \tag{18.156}$$

A csigahajtás hatásfoka függ a csiga bekezdéseinek a számától (11. táblázat):

11. táblázat. A hatásfok irányadó változása a csiga bekezdéseinek függvényében

z_1	1	2	3	4
η	0,7	0,8	0,85	0,9

18.3.3. A hengeres csigahajtás méretezése és ellenőrzése

A csigahajtások teherbírását a következő fő igénybevételek határozzák meg:

- felületi nyomás a fogfelületek között,
- kopás és melegedés,
- csigakerék fogainak törési veszélye,
- csigatengely-merevség.

Méretezés fogfelületi igénybevételre

A csigahajtások előtervezésénél a tengelytávot a következő képlettel számolhatjuk ki [4]:

$$a \approx 750 \sqrt[3]{\frac{T_2}{\sigma_{Hlim}^2}} \approx 16 \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2 \sigma_{Hlim}^2}}, \quad (18.157)$$

ahol:

T_2 – a csigakerék forgatónyomatéka [Nmm];

σ_{Hlim} – a felületi feszültség határértéke (12. táblázat);

P_2 – a hajtott kerék teljesítménye [kW];

n_2 – a csigakerék fordulatszáma [ford/perc].

12. táblázat. A csigakerék szilárdságtani mutatói [4] (H – homokba, C – centrifugálisan öntött)

Anyag	Szabvány	Fog keménység	σ_{lim}	σ_{Hlim}	E	Z_E
			N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	$\sqrt{N/mm^2}$
CuSn2 H	SREN 1982:2008	80 HB	115	265	88300	147
CuSn2 C	SR EN 1982:2008	95 HB	190	425	88300	147
CuSn14 H	SR EN 1982:2008	115 HB	180	370	92700	150
CuAl19Fe5Ni5 H	198/2-99	160 HB	377	660	112600	164
Fc250 H	SR ISO 185-94	250 HB	150	350	98100	152
Fgn 700-2 H	SR ISO 5922-95	260 HB	628	490	175000	182

A 12. táblázatban található értékek köszörült és 58 ÷ 62 HRC keménységű csigákra érvényesek. Köszörületlen csiga esetén a táblázat értékeit meg kell szorozni 0,75-tel [4].

A csiga bekezdéseinek számát, felfele kerekítéssel a (18.158) képlettel számíthatjuk ki:

$$z_1 \approx \frac{1}{i_{12}} (7 + 2,4\sqrt{a}) \quad (18.158)$$

A csigakerék fogszáma:

$$z_2 = i_{12} z_1 \quad (18.159)$$

A csiga előtervezési osztókörátmérője:

$$d'_{m1} \approx \Psi_a a, \quad (18.160)$$

ahol $\Psi_a = 0,3 \div 0,5$.

Az előtervezés során számolt csigakerék osztókörátmérője:

$$d'_{m2} = 2a - d'_{m1} \quad (18.161)$$

Az axiális modul:

$$m_x = \frac{d'_{m2}}{z_2} \quad (18.162)$$

A modulus kiszámított értékét felkerekítjük a legközelebbi m_{xSzabv} szabványosított modulra (13. táblázat), kiválasztva egyet a szabványosított q átmérőhányadosokból [4]. Meg kell jegyezni, hogy a hengeres csigahajtás moduljainak értékei a különböző nemzeti (román, magyar stb.) szabványokban nem feltétlenül egyeznek meg.

13. táblázat. Az átmérőhányados javasolt értékei az axiális modul függvényében

m_x	1 ÷ 1,6	2 ÷ 2,5	3 ÷ 4	5 ÷ 6,3	7 ÷ 10	12 ÷ 16	20 ÷ 25
q	12	10	10	9	9	8	7
	<u>14</u>	<u>12</u>	<u>11</u>	<u>10</u>	<u>10</u>	<u>9</u>	<u>8</u>
	16	14	12	11	11	10	9

A 13. táblázatban található értékeket is ajánlott a szabványosokból választani, elsőbbséggel az aláhúzottakat [4].

Ezután újraszámoljuk, most már a szabványos modult használva, a tengelytávot:

$$a = \frac{m_{x\text{ Szabv}}(q + z_2)}{2} \quad (18.163)$$

Ha szabványos tengelytávot kell alkalmazni, kiválasztjuk a szabványban (pl. STAS 6055-82) található nagyobb értéket és kiszámoljuk a (18.164) képlet segítségével a szükséges profileltolást:

$$\xi = \frac{a_{\text{Szabv}} - a}{m_{x\text{ Szabv}}} \quad (18.164)$$

A profileltolás javasolt értékei: $-1.5 \leq \xi \leq 1$.

Ezután kiszámítjuk, felhasználva az $m_{x\text{ Szabv}}$, q , ξ , z_1 és z_2 értékeit, a csiga és csigakerék geometriai méreteit.

Ellenőrzés felületi igénybevételre

A fentiekben számolt csigahajtást ellenőrizni kell fogfelületi igénybevételre és foghajlításra.

A fogfelületi feszültség ellenőrzésére több módszer is létezik, ezek egyike a jól alkalmazható Niemann-féle módszer. A módszer egy biztonsági tényezőt ellenőriz le a következő képlettel [4]:

$$S_H = \frac{\sigma_H \lim Z_H Z_N}{Z_E Z_\rho \sqrt{T_2 \frac{K_A}{a_{\text{Szabv}}^3}}} \geq S_{H\text{ min}} \quad (18.165)$$

A képletben szereplő együtthatók a következők:

Z_h – működésitényező:

$$Z_h = \left(\frac{25000}{L_h} \right)^{\frac{1}{6}}, \quad (18.166)$$

ahol L_h az előírt, órában kifejezett működési idő;

Z_N – a terhelés változásának tényezője:

$$Z_N = \left(\frac{8}{n_2 + 8} \right)^{\frac{1}{8}}, \quad (18.167)$$

ahol n_2 – a csigakerék fordulatszáma [ford/perc],

Z_e – anyagtényező (12. táblázat),

Z_ρ – érintkezési tényező, amelynek értéke a (18.160)-ben alkalmazott d_{m1}/a bővített $\Psi_a = 0,2 \div 0,6$ intervallum esetén:

$$Z_\rho = 5,5 - 11 \left(\frac{d_{m1}}{a_{Szabv}} \right) + 10 \left(\frac{d_{m1}}{a_{Szabv}} \right)^2; \quad (18.168)$$

T_2 – a csigakerékre ható csavarónyomaték;

K_A – üzemmód tényező, azonos a hengeres fogaskerékre előírt együtthatóval ([4], 2.1 táblázat);

$S_{H\ min} = 1 \div 1,3$ – felületi igénybevételi biztonsági tényező.

Ellenőrzés foghajlításra

A foghajlítás biztonsági tényezője [4]:

$$S_F = \frac{U_{lim} m_x Szabv b_2}{F_{t2} K_A} \geq S_{F\ min} \geq 1, \quad (18.169)$$

ahol U_{lim} megengedett foghajlító feszültség (12. táblázat), b_2 a csigakerék fogszélessége.

Ellenőrzés a melegedésre

A melegedési biztonsági együttható értéke [4]:

$$S_t = \frac{t_{lim}}{t} \approx \left(\frac{a_{Szabv}}{10} \right)^2 \frac{q_1 q_2 q_3 q_4}{136 P_1} \geq 1, \quad (18.170)$$

ahol a_{Szabv} a szabványos tengelytáv, $t_{lim} \approx 80^\circ\text{C}$, t működési hőmérséklet, P_1 a csigakerékre átadott teljesítmény [kW], és

q_1 – a hűtési együttható, ha $200 \frac{\text{ford}}{\text{perc}} < n_1 < 2000 \frac{\text{ford}}{\text{perc}}$, és a (18.171) képlettel számítható:

$$q_1 = \left(1 + \frac{Y}{1 + Y} \right) \left(\frac{100}{ED} + Y \right), \quad (18.171)$$

ahol $Y = 0,014 \cdot n_1^{2/3}$, hűtés nélküli hajtásnál;

$Y = 0,031 \cdot n_1^{2/3}$, hűtéssel ellátott hajtásnál (ventillátorral is);

ED -vel a működési időt fejezzük ki, 24 órára viszonyított százalékban.

Az áttételi arány q_2 együtthatója; ha teljesül az $5 < i_{12} < 60$ feltétel, a következő képlettel számítható:

$$q_2 = 1.33 - 3,77 \cdot 10^{-2} i_{12} + 3,43 \cdot 10^{-4} i_{12}^2 \quad (18.172)$$

q_3 – a csiga-csigakerék anyagpárosítás együtthatója (14. táblázat).

14. táblázat. Az anyagpárosítás együtthatója

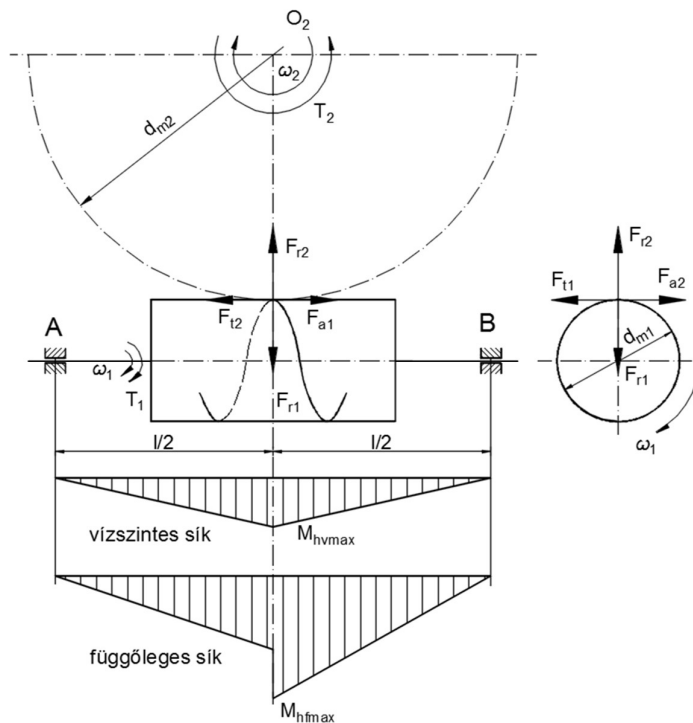
Csiga	Csigakerék	q_3
Köszörült és edzett acél	CuSn Bronz Centrifugált	1,00
	Alumíniumötvözet	0,87
	Szürkeöntvény	0,80
Nemesített acél	CuSn Bronz	0,67
	Alumíniumötvözet	0,58
	Szürkeöntvény	0,55

Végül q_4 az elhelyezési együttható, amelynek értéke $q_4 = 1$, ha a csiga van alul, vagyis a csiga hordja fel a kenőanyagot a felületekre, és $q_4 = 0,8$, ha a csiga van felül. Ez utóbbi eset akkor nyer alkalmazást, ha a csiga fordulatszáma legalább $n_1 = 900$ ford/perc-nél nagyobb.

A csiga ellenőrzése hajlításra

A hajtás működése közben a csigára ható erők alakváltozáshoz vezetnek. A csiga elsősorban lehajlást szenved a forgástengelyét tartalmazó vízszintes és a függőleges síkokban. Ezek a csigára ható F_{t2} kerületi erő és az F_{r2} radiális erő hajlítónyomatékainak következményei. A lehajlások, ha nem is vezetnek a csiga töréséhez, de hátrányosan módosítják a fogazatok kapcsolását.

Emiatt a csigahajtásoknál mindig ellenőrizni kell a csiga tengelyét hajlításra, hogy a keletkező alakváltozásokat olyan értékek alá tudjuk korlátozni, amelyek nem befolyásolják a hajtás működését.



238. ábra. A csiga igénybevétele hajlításra

A 238. ábra alapján az alakváltozást a vízszintes síkban az $M_{hv \max}$ hajlítónyomaték okozza, amelynek a 238. ábra alapján a maximális értéke a csapágyak közötti / távolság felénél áll elő. A következőkben felírt képletek feltételezik, hogy a csigára ható erők a támaszok közötti távolság felénél hatnak. Ha ettől eltérő a helyzet, a támaszoktól a és b , nem egyenlő távolságokra hatnak az erők, akkor egyszerű, szilárdságtanból ismert nyomatékegyensúlyok alapján írhatók át a képletek. A 238. ábra alapján a vízszintes síkbeli hajlítónyomaték értéke:

$$M_{hv \max} = \frac{F_{t1} l}{4} \quad (18.173)$$

A függőleges síkban az $M_{hf \max}$ hajlítónyomaték okoz lehajlást, értéke a (18.174) képlettel számítható:

$$M_{hv \max} = \frac{F_{t1} l}{4} + \frac{F_{a1} d_{m2}}{4} \quad (18.174)$$

Az $M_{hv \max}$ által eredményezett lehajlás maximális értéke:

$$f_{v \max} = \frac{F_{t1} l^3}{48EI} \quad (18.175)$$

Az $M_{hf \max}$ hajlítónyomaték által eredményezett lehajlás maximális értéke pedig:

$$f_{f \max} = \frac{F_{r1} l^3}{48EI} \quad (18.176)$$

A két síkban megjelenő lehajlás eredője pedig a (18.177) képlettel számítható, és nem szabad meghaladja az f_{meg} értékét:

$$f_{\max} = \sqrt{f_{v \max}^2 + f_{f \max}^2} = \frac{l^3}{48EI} \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} \leq f_{meg} , \quad (18.177)$$

ahol I a csiga keresztmetszetének másodrendű nyomatéka:

$$I = \frac{\tau_1 d_{f1}^4}{64} \quad (18.178)$$

és l a csapágytámaszok közötti távolság, általános értéke: $l \approx 1,5a$

A szakirodalomban [28] található adatok alapján az f_{meg} megengedett lehajlás értékei a következők:

- edzett csiga esetén – $f_{meg} = 0,004 \cdot m_X$
- nemesített csiga esetén – $f_{meg} = 0,001 \cdot m_X$

A csiga tengelyének csapágypaira ható erők

Ha a 238. ábrán látható A és B támaszokban a vízszintes síkban megjelenő kényszererők R_{Av} és R_{Bv} , ezek értékei:

$$R_{Av} = \frac{F_{t1}}{2}; \quad R_{Bv} = \frac{F_{t1}}{2} \quad (18.179)$$

Az A és B támaszokban, a függőleges síkban megjelenő kényszererőket $\mathbf{R}_{Af}$ -fel és $\mathbf{R}_{Bf}$ -fel jelöljük, ezek értékei pedig:

$$R_{Af} = \frac{F_{r1}}{2} - \frac{F_{a1}d_{m1}}{2l}; \quad R_{Bf} = \frac{F_{r1}}{2} + \frac{F_{a1}d_{m1}}{2l} \quad (18.180)$$

Végül a támaszokban ébredő eredő $\mathbf{R}_A$ és $\mathbf{R}_B$ kényszererőket, a (18.179) és a (18.180) képletek figyelembevételével, geometriai összegként számítjuk:

$$R_A = \sqrt{R_{Av}^2 + R_{Af}^2} = \sqrt{\left(\frac{F_{t1}}{2}\right)^2 + \left(\frac{F_{r1}}{2} - \frac{F_{a1}d_{m1}}{2l}\right)^2} \quad (18.181)$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bv}^2 + R_{Bf}^2} = \sqrt{\left(\frac{F_{t1}}{2}\right)^2 + \left(\frac{F_{r1}}{2} + \frac{F_{a1}d_{m1}}{2l}\right)^2} \quad (18.182)$$

Ezeket a csapágyak méretezésére használjuk fel.

A csigában megjelenő összetett feszültség

A csigát $M_{h\max}$ hajlító- és T_1 csavarónyomaték terheli. Ennek eredményeképpen a csigában σ_h hajlító- és τ_t csavarófeszültségek jelennek meg, amelyek a σ_{red} redukált feszültséget eredményezik.

A maximális hajlítófeszültség értéke

$$\sigma_{h \max} = \frac{M_{h \max}}{W}, \quad (18.183)$$

ahol

$$M_{h \max} = \sqrt{M_{hv \max}^2 + M_{hf \max}^2} = \sqrt{\left(\frac{F_{t1} l}{4}\right)^2 + \left(\frac{F_{r1} l}{4} + \frac{F_{a1} d_{m1}}{4}\right)^2} \quad (18.184)$$

és a W keresztmetszeti tényező pedig:

$$W = \frac{\pi d_{f1}^3}{32} \quad (18.185)$$

A csavarófeszültség értéke a (18.186) képlettel számítható:

$$\tau_t = \frac{T_1}{W_p}, \quad (18.186)$$

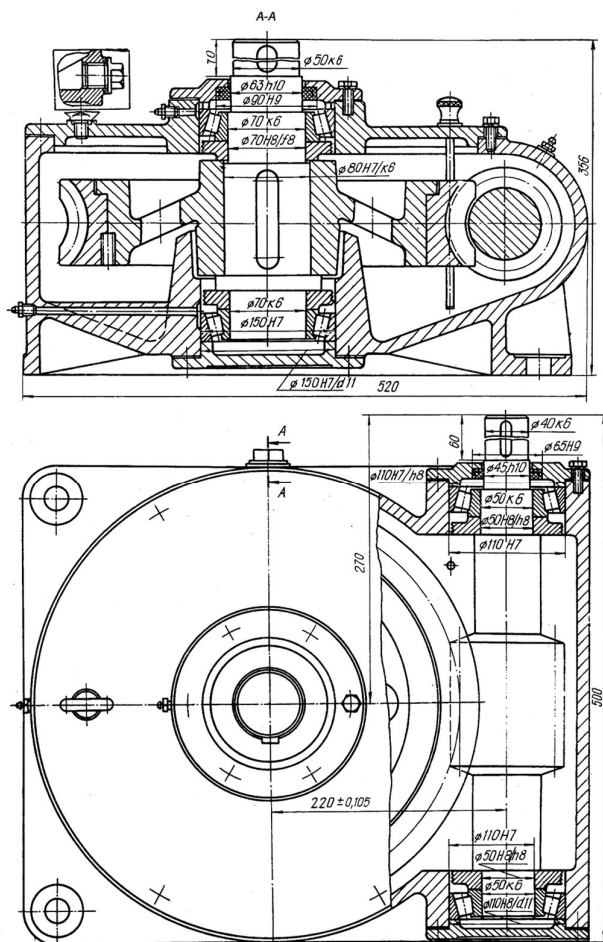
ahol a W_p poláris tényező:

$$W_p = \frac{\pi d_{f1}^3}{16} \quad (18.187)$$

Végül a Mohr-féle elmélet alapján, a maximális tangenciális feszültségek hipotézisének alkalmazása mellett, a redukált feszültség:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_h^2 + 4\tau_t^2} \leq \sigma_{meg} \quad (18.188)$$

A 239 – 241. ábrákon csigahajtással épített hajtóművek láthatók.



241. ábra. Csigahajtású fordulatszám-csökkentő hajtómű (csiga és csigakerék vízszintes síkban)

Irodalom

- [1] Agg G., Apró F. et. al.: *Gépelemek*. Mezőgazda Kiadó, Budapest, 2007.
- [2] Antal A., Kerekes Gh.: Antal, T., Zahnradgetriebe, Transmisii cu roți dințate. U.T. PRES, Cluj-Napoca, 2004.
- [3] Antal A., Bîrleanu C.: *Mecanisme și organe de mașini*. Editura Todesco, Cluj-Napoca, 2000.
- [4] Antal A., Tătaru O.: *Elemente privind proiectarea angrenajelor*. Editura Todesco, Cluj-Napoca, 2000.
- [5] Bagyinszki Gy., Bitay E.: *Felületkezelés*. Erdélyi Múzeum-Egyesület, Kolozsvár, 2009.
- [6] Belcin O., Bîrleanu C., Pustan M.: *Organe de mașini. Elemente constructive de proiectare*. Editura Risoprint, Cluj-Napoca, 2011.
- [7] Bercsey T.: *Gépelemek tervezése és számítása*, Közlekedési Dokumentációs Rt., Budapest, 1994.
- [8] Boloș V., Boloș C., Nuțiu E.: *Organe de mașini*. Editura Universității Petru Maior, Tg. Mureș, 2011.
- [9] Decker K.-H.: *Maschinenelemente. Gestaltung und Berechnung*. Carl Hanser Verlag, München–Vien, 1998.
- [10] Deutch I.: *Rezistența materialelor*. Editura Didactică și Pedagogică, 1979 București.
- [11] Drăghici I., Jula A., Rădulescu C. D.: *Organe de mașini. Vol I și Vol II*. Universitatea din Brașov, 1980.
- [12] Dudás I.: *Theory and praxis of worm gear drives*, Penton Press, London, 2000.
- [13] Gross S.: *Berechnung und Gestaltung von Metalfedern*. Berlin, Springer Verlag, 1960.
- [14] Handra-Luca V.: *Organe de mașini și mecanisme*. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1975.
- [15] Hollanda D.: *Bazele aşchierii și generării suprafețelor II*. Editura Universității Petru Maior, Tg. Mureș, 1994.
- [16] Horovitz B.: *Organe de mașini*. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1969.
- [17] Jula A., Chisu E., Lateș M.: *Organe de mașini și transmisii mecanice*. Editura Universității "Transilvania", Brașov, 2005.
- [18] Kovács G., Mezei G., Rácz P., Szalai P., Töröcsik D.: *Gépelemek*. Széchenyi István Egyetem, Műszaki Tudományi Kar, Budapest, 2013.
- [19] Litvin F.: *A fogaskerékkapcsolás elmélete*. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1972.
- [20] Litvin F. L., Egelja A. M., De Donno, M.: *Computerized Determination of Singularities and Envelopes to Family of Contact Lines on Gear Tooth Surface*. Journal Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol. 158, no. 1–2. 1998 23–34.
[https://doi.org/10.1016/S0045-7825\(97\)00219-3](https://doi.org/10.1016/S0045-7825(97)00219-3).

- [21] Litvin F., Fuentes A.: *Gear Geometry and Applied Theory*. Second Edition. Cambridge University Press, 2004.
- [22] Litvin F. et. al.: *Noncircular Gears: Design and Generation*. Cambridge University Press, Cambridge, 2009.
- [23] Manea Gh.: *Organe de mașini. Volumul 1*. Editura Tehnică, București, 1970.
- [24] Maros D.: *Teoria mecanismelor și a mașinilor: Cinematica roților dințate*. Editura Tehnică, București, 1958.
- [25] Máté M.: *Hengeres fogaskerekek gyártószerszámai*. Erdélyi Múzeum-Egyesület, Kolozsvár, 2016.
- [26] Máté M.: *Műszaki mechanika-Kinematika*. Erdélyi Múzeum-Egyesület, Kolozsvár, 2010.
- [27] Niemann G.: *Maschinenelemente. Band I*. Springer-Verlag, Berlin–Heidelberg–New York, 1975.
- [28] Pálffy K. et. al.: *Fogazott alkatrészek tervezése, szerszámai és gyártása*. Gloria Kiadó, Kolozsvár 1999.
- [29] Pay E.: *Mecanisme și organe de mașini*. Institutul de învățământ superior, Baia Mare, 1976.
- [30] Szeniczai L.: *Az általános fogazás*. 2. átdolgozott kiadás. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1955.
- [31] Resetov D. N.: *Organe de mașini*. Editura Tehnică, București, 1963.
- [32] Szabó I.: *Gépelemek*. 3. javított. és átdolgozott kiadás. Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 2002.
- [33] Thibault R.: *Gépelemek*. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1973.
- [34] Tiba Zs.: *Hajtáslánc optimalizáció*. Debreceni Egyetem Műszaki Kar, Debrecen, 2015.
- [35] Wahl M. A.: *Mechanical Springs*. Second Edition. McGraw Hill Publishing Company, 1980.
- [36] Zsáry A.: *Gépelemek. I. és II. kötet*. Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 1994.
- [37] *** <https://jameswiebe.wordpress.com/2010/11/29/building-a-carbon-fiber-wing-with-aluminum-ribs-part-1/>

Machine Elements

Summary

The present book is primarily dedicated to support Hungarian technical education in Romania, especially technical specialization at Sapientia Hungarian University of Transylvania. At the same time, the author is firmly convinced that the book offers a solid technical-scientific background to practising engineers as well.

The objective is to group both scientific and practical information quantity on machine elements. The first intention is to stimulate the reader's technical thinking, presenting theoretical deductions and a lot of technical information in the field.

The book size may extend beyond the need of a course, but it is within the size of a monograph. The work's aim is to fill a gap of a technical book to support Hungarian technical education in Romania.

The material covered may be grouped in five parts: part one, nonpermanent joints, is dealt with in the first five chapters. Chapters 6 and 7 describe permanent joints. Chapter 8 (part three) presents flexible joints. Chapters 9–12 (part four) covers rotating machine elements (shafts, axles and spindles) and connected organs as well as basic notions of tribology. Chapters 13–18 focus on transmission, and the author also includes here the couplings. The text is supported by 241 figures and hundreds of equations.

The structure of the presented material follows the course structure of Machine Elements delivered by university professor Dr. Eng. Adalbert Antal at Sapientia Hungarian University of Transylvania, Faculty of Technical and Human Sciences in Târgu-Mureş, between 2003–2010.

The author wishes to dedicate this work with the highest consideration to the memory of university professor Dr. Eng. Adalbert Antal, who supported Hungarian technical education at university level with utmost self-denial and who succeeded to instil love towards machine elements in the author, helping him both with vast literature and a lot of advice without which publishing this book would have been impossible.

Content

Preface	9
Introduction.....	11
Basics of Strength Design of the Machine Elements	17
1.1. Stresses and Deformations	17
1.2. Setting the Limiting Stresses and the Safety Factor	20
1.3. Fatigue Stress Limit.....	22
2. Threaded Connections.....	23
2.1. Bolted Joints	33
2.1.1. Nuts.....	35
2.1.2. Materials	37
2.1.3. Forces in Bolted Joints	37
2.1.4. Moments in Bolted Joints.....	41
2.1.5. Stresses in Threads.....	45
2.1.6. Calculating the Dimensions of the Screw	48
2.1.7. Gasketed Bolted Joints.....	51
2.1.8. Design Calculations of Bolted Joints Under Tangent Load	56
2.2. Power Screws. Screw Transmissions	58
2.2.1. Kinematics of the Screw Transmission.....	60
2.2.2. Screw Transmission Efficiency	61
2.2.3. Designing Power Screw Drives	64
3. Parallel Key- and Spline Connection	70
3.1. Parallel Key Connections	70
3.2. Splined Connections.....	72
4. Knuckle Pin and Pined Connections	76
4.1. Knuckle Pins.....	76
4.2. Pins.....	77
4.2.1. Transversal Pin Connection.....	77
4.2.2. Longitudinal Pin Connection	80
4.2.3. Pin Connection Under Excentric Load.....	81
5. Connections by Friction.....	83
5.1. Clamp Joints.....	83
5.1.1. Divided Clamp Hub Connection.....	83
5.1.2. Splited Clamp Hub Connection.....	86
5.2. Conical Shaft Connection	87
5.3. Ringfeder Type Tapered Rings	89
5.4. Tapered Key Connection.....	90
5.5. Shrink-Fitted Connection	92
6. Riveted Connection.....	101
7. Welded, Soldered and Bonded Connections	104
7.1. Welded Connections	104
7.2. Soldered Connections	107
7.3. Bonded Connections	110

8. Springs	113
8.1. Compressed Helical Spring	117
8.2. Torsion Helical Spring	123
8.3. Bent Leaf Springs	127
8.4. Torsion Bar with Circular Section	130
8.5. Rubber Springs	132
8.6. Disk Springs	138
9. Shafts	141
9.1. Shaft Loads	144
9.2. Stiffness Check	151
9.3. Flexural- and Torsional Vibrations of the Shafts	154
9.3.1. Flexural vibrations	155
9.3.2. Torsional Vibrations	158
10. Basic Tribological Notions	161
10.1. Friction Types	161
10.2. Lubricants	162
11. Roller Contact Bearings	168
11.1. Classification, Dimensions and Types	168
11.2. Load Capacities of Roller Contact Bearings	173
11.3. The Clearance in Roller Contact Bearings	176
11.4. Tapered Roller Bearing Mountings	177
11.4.1. „O” Arrangement	177
11.4.2. „X” Arrangement	180
11.5. Long Shafts Bearings Mountings	182
11.6. Mounting, Dismounting and Use of Roller Contact Bearings	183
11.7. Roller Contact Bearings Lubrication	185
11.8. Roller Contact Bearings Sealings	187
11.8. Roller Contact Bearings Mounting Examples	190
12. Plain Surface Bearings	193
12.1 Hydrodynamic Journal Bearings	193
12.1.1. The Hydrodynamic Lubrication Theory	193
12.1.2. Load Capacity of Hydrodynamic Journal Bearings	197
12.1.3. The Friction Coefficient in Journal Bearings	199
12.1.4. Heat Balance Equation of Journal Bearings	202
12.1.5. Design of Hydrodynamic Journal Bearings	205
12.1.6. Axial Hydrodynamic Journal Bearings	209
12.1.7. Journal Bearing Materials	210
12.1.8. Construction of Hydrodynamic Journal Bearings	212
12.2 Hydrostatic Journal Bearings	215
12.2.1. The Hydrostatic Journal Bearings Power Balance	217
12.2.2. Construction of Hydrostatic Journal Bearings	218
13. Drivetrains	221
14. Transmissions by Friction	223
14.1. Friction Drives with Constant Speed Ratio	223
14.2. Infinitely Adjustable Friction Drives	228

14.2.1. Variator with Toroidal Roller	228
14.2.2. Friction Ball Variator	229
15. Belted Drives	231
15.1. Flat-Belt Drive	233
15.1.1. The Belt's Length in Open Belt Drive	233
15.1.2. Forces in the Belt	235
15.1.3. Stresses in the Belt	241
15.1.4. The Optimal Speed. The Service Life of the Belt	244
15.1.5. Pulleys	245
15.2. V-Belt Drives	247
16. Chain- and Toothed Belt Drives	250
16.1. Chain Drives	250
16.1.1. Chain Drives Types	250
16.1.2. The Geometry and Characteristic Dimensions of Chain Drives	253
16.1.3. Kinematics of the Chain Drive	255
16.1.4. Roller Chain's Design Calculation	258
16.2. Toothed Belt Drives	260
17. Couplings	266
17.1. Flanged Coupling	267
17.2. Hirt Coupling	269
17.3. Axial and Radial Missalignment Correction Couplings	271
17.4. Cardanic Coupling	274
17.5. Flexible Couplings	279
17.5.1. Flexible Pin-Type Coupling	279
17.5.2. Rubber Plug Coupling	281
17.5.3. Tire Coupling	282
17.5.4. Flexible Grid Coupling	282
17.6. Friction-Couplings	285
17.6.1. Flanged Clutch	285
17.6.2. Conical Clutch	287
17.6.3. Multi Plate Clutch	289
17.7. The Clutch Starting Process	291
17.8. One Way Clutch	293
17.9. Centrifugal Clutch	297
17.10. Safety Couplings	299
18. Gear Transmissions	301
18.1. Cylindrical Gears	304
18.1.1. Geometry, Kinematics and Basic Notions	304
18.1.2. Designing Spur Gear Drives	307
18.1.2.1. Forces in Spur Gear Drive Trains	309
18.1.2.2. Designing Spur Gear Drives to Bending Stress	311
18.1.2.3. Designing Spur Gear Drives to Contact Stress	316
18.1.3. Designing Helical Gear Drives	321
18.1.3.1. Forces in helical Gear Drive Trains	321
18.1.3.2. Directions of Forces in Helical Gear Drives	325

18.1.3.3. Designing Helical Gear Drives to Bending Stress	327
18.1.3.4. Designing Helical Gear Drives to Contact Stress	331
18.2. Bevel Gear Drives	334
18.2.1. Geometric and Kinematic Characteristics	334
18.2.2. Forces in Bevel Gear Drives	335
18.2.3. Bevel Gear Drives Design Calculation	338
18.3. Worm Gear Drives	342
18.3.1. Kinematics and Geometric Characteristics of the Cylindrical Worm Drives	343
18.3.2. Forces in Cylindrical Worm Gear Drives. Efficiency of the Worm Gear Drive	349
18.3.3. Cylindrical Worm Drive Design and Checkout Calculations	352
Literature	363
Machine Elements	365
Content	366
Maschinenelemente	370
Inhalt	371
Organe de mașini	375
Cuprins	376

Maschinenelemente

Zusammenfassung

Dieses Buch dient hauptsächlich der Unterstützung der technischen Ausbildung in ungarischer Sprache in Rumänien, insbesondere der Ausbildung technischer Fachrichtungen an der Universität Sapientia. Gleichzeitig, bietet es nach Überzeugung des Autors eine solide technisch-wissenschaftliche Basis für Praktiker an.

Das erklärte Ziel besteht darin, eine Reihe wissenschaftlicher und praktischer Informationen zu Maschinenteilen zusammenzufassen. Der Autor hat als erste Absicht das technische Denken des Lesers anzuregen, indem er theoretische Schlussfolgerungen, sowie viele technische Informationen über das studierte Gebiet präsentiert.

Der Umfang des Buches kann den Inhalt eines Kurses übersteigen, bleibt jedoch etwas unter einer Monographie. Das Ziel des Buches besteht darin, dass es eine Lücke füllen möge, mangels an ungarischsprachiger Bücher, die die technische Ausbildung auf dieser Ebene in Rumänien unterstützen.

Das Material im Buch wird folgenderweise aufgeteilt: Der erste Teil stellt Verbindungen vor. Kapitel 6 und 7 enthalten Informationen über Verbindungen. Kapitel 8 stellt den dritten Teil dar, über elastischen Verbindungen. Der vierte Teil präsentiert in den Kapiteln 9-12 Wellen und Lagern, sowie die dazugehörigen Teile und die Grundlagen der Tribologie. Die Kapitel 13-18 sind in der Kategorie der Getriebe zusammengefasst. In diesem Teil finden wir auch die Kupplungen. Der Text wird durch 241 Abbildungen, 14 Tabellen und Hunderte Gleichungen gestützt.

Die Struktur des vorgestellten Materials basiert auf der Struktur des Kurses für Maschinenteile des Prof. dr. ing. Antal Adalbert, der zwischen 2003 und 2010 an der Universität Sapientia in Târgu Mureș unterrichtet wurde.

Der Autor widmet diese Arbeit hochachtungsvoll der Erinnerung des Professors Dr. Antal Adalbert, der mit dem größten Ablehnung der Entwicklung der ungarischen technischen Universitätsausbildung geholfen hat und es geschafft hat, dem Autor die Liebe für Maschinenteile zu vermitteln. Professor Antal hat ihn nicht nur mit umfangreicher Fachliteratur unterstützt, sondern auch mit Ratschlägen, ohne die das Schreiben dieses Buches unmöglich gewesen wäre.

Inhalt

Vorwort	9
---------------	---

Einführung	11
1. Grundlagen des Festigkeitsentwurfs der Maschinenelemente	17
1.1. Spannungen und Verformungen	17
1.2. Einstellung der Grenzspannungen und des Sicherheitsfaktors	20
1.3. Ermüdungsspannungsgrenze	22
2. Schraubenverbindungen	23
2.1. Verschraubungen	33
2.1.1. Schraubenmuttern	35
2.1.2. Materialien	37
2.1.3. Kräfte in Schraubverbindungen	37
2.1.4. Drehmomente in Schraubverbindungen	41
2.1.5. Spannungen in Schraubengewinde	45
2.1.6. Berechnung der Schraubenmaße	48
2.1.7. Gedichtete Schraubverbindungen	51
2.1.8. Konstruktionsberechnungen für Schraubenverbindungen unter tangentialer Belastung	56
2.2. Power-Schrauben. Schraubenübertragungen	58
2.2.1. Kinematik der Schneckenübertragung	60
2.2.2. Schneckenübertragungseffizienz	61
2.2.3. Entwerfen von Antriebsspindeln	64
3. Passfeder und Weilleverbindungen	70
3.1. Passfederverbindungen	70
3.2. Weilleverbindungen	72
4. Bolzen- und Stiftverbindungen	76
4.1. Knucklestiften	76
4.2. Stiften	77
4.2.1. Querstiftverbindungen	77
4.2.2. Langstiftverbindungen	80
4.2.3. Stiftverbindung unter exzentrischer Last	81
5. Verbindungen durch Reibung	83
5.1. Klemmnabe Verbindungen	83
5.1.1. Geteilte Klemmverbindung	83
5.1.2. Geschlitze Klemmverbindung	86
5.2. Kegelfeder	87
5.3. Ringfeder-Art konische Ringe	89
5.4. Keilverbindung	90
5.5. Cylindrischer Pressverband	92
6. Nietverbindungen	101
7. Schweiß-, glötet- und geklepleverbindungen	104
7.1. Schweißverbindung	104
7.2. Lötverbindung	107
7.3. Klebverbindung	110
8. Federn	113
8.1. Komprimierte Schraubenfeder	117
8.2. Verdrehte Schraubenfeder	123

8.3. Gebogene Blattfedern	127
8.4. Torsionsstabfeder mit rundem Querschnitt	130
8.5. Gummifedern	132
8.6. Tellerfedern	138
9. Wellen	141
9.1. Wellenbelastungen	144
9.2. Gefäßsteifigkeit	151
9.3. Wellen Biegeschwingungen und Torsionsschwingungen	154
9.3.1. Biegeschwingungen	155
9.3.2. Torsionsschwingungen	158
10. Tribologisch grundlegende Begriffe	161
10.1. Reibungstypen	161
10.2. Schmiermitteln	162
11. Wälzlager	168
11.1. Klassifizierung, Abmessungen und Typen	168
11.2. Wälzlager Tragfähigkeiten	173
11.3. Lagerspiel	176
11.4. Kegelrollenlager Montage	177
11.4.1. „O“ Lageranordnung	177
11.4.2. „X“ Lageranordnung	180
11.5. Lange welle Wälzlager Montage	182
11.6. Montage, demontage und derwendung von Wälzlager	183
11.7. Wälzlager schmierung	185
11.8. Dichtungen von Wälzlager	187
11.8. Montagebeispiele für Wälzlager	190
12. Gleitlager	193
12.1 Hydrodynamische Gleitlager	193
12.1.1. Die Theorie der Hydrodynamischen Schmierung	193
12.1.2. Hydrodynamische Gleitlager Tragfähigkeiten	197
12.1.3. Reibungskoeffizient in Gleitlager	199
12.1.4. Wärmebilanzgleichung von Gleitlager	202
12.1.5. Hydrodynamische Lagerdimensionierung	205
12.1.6. Axialen Hydrodynamische Gleitlager	209
12.1.7. Gleitlagerwerkstoffen	210
12.1.8. Konstruktion von Hydrodynamische Gleitlager	212
12.2 Hydrostatische Gleitlager	215
12.2.1. Hydrostatische Gleitlager Leistungsbilanzen	217
12.2.2. Hydrostatische Konstruktion von Hydrodynamische Gleitlager	218
13. Getriebe	221
14. Reibantriebe	223
14.1. Reibungsantriebe mit konstantem Drehzahlverhältnis	223
14.2. Stufenlos verstellbare Reibantrieben	228
14.2.1. Friktionsantrieb mit Toroidwalze	228
14.2.2. Der Kopp Variator	229
15. Riemenantriebe	231

15.1. Flachriemengetriebe	233
15.1.1. Die Riemenlänge	233
15.1.2. Kräfte im Riemen	235
15.1.3. Zugspannung im Riemen	241
15.1.4. Optimale Geschwindigkeit. Lebensdauer des Riemen	244
15.1.5. Riemenscheiben	245
15.2. Keilriemenantrieben	247
16. Kettenantriebe und Zahnriemenantriebe	250
16.1. Kettenantriebe	250
16.1.1. Kettenantriebstypen	250
16.1.2. Geometrie und charakteristischen Abmessungen von Kettenantrieben	253
16.1.3. Kinematik der Kettenantriebe	255
16.1.4. Dimensionierung Rollenkettenantrieb	258
16.2. Zahnriemenantriebe	260
17. Kupplungen	266
17.1. Scheibenkupplung	267
17.2. Kupplungsverzahnung	269
17.3. Korrekturkupplungen für axiale und radiale Versatzkorrektur	271
17.4. Kardanische Kupplung	274
17.5. Elastischer Kupplungen	279
17.5.1. Elastische Bolzenkupplung	279
17.5.2. Kupplung mit Gummistopfen	281
17.5.3. Periflex-Kupplung	282
17.5.4. Stahlfederkupplung	282
17.6. Reibungskupplungen	285
17.6.1. Flanschkupplung	285
17.6.2. Kegelpupplung	287
17.6.3. Lamellenkupplung	289
17.7. Kupplung Starten Analyse	291
17.8. Einwegkupplungen	293
17.9. Fliehkraftkupplungen	297
17.10. Sicherheitskupplungen	299
18. Zahnradgetriebe	301
18.1. Geradverzahnte Zahnradgetriebe	304
18.1.1. Geometrie, Kinematik und Grundbegriffe	304
18.1.2. Dimensionierung Geradverzahnte Zahnradgetriebe	307
18.1.2.1. Kräfte in Geradverzahnte Zahnradgetriebe	309
18.1.2.2. Dimensionierung Zahnradgetriebe bis Biegespannung	311
18.1.2.3. Dimensionierung Zahnradgetriebe bis Flächenpressung	316
18.1.3. Dimensionierung Schrägverzahnte Zahnradgetriebe	321
18.1.3.1. Kräfte in Schrägverzahnte Zahnradgetriebe	321
18.1.3.2. Richtungen der Kräfte in Schrägverzahnte Zahnradgetriebe.	325
18.1.3.3. Dimensionierung der Zahnradgetriebe bis Biegespannung	327
18.1.3.4. Dimensionierung Zahnradgetriebe bis Flächenpressung	331
	373

18.2. Kegelradgetriebe	334
18.2.1. Geometrie, Kinematik und Grundbegriffe	334
18.2.2. Kräfte in Kegelradgetriebe	335
18.2.3. Dimensionierung Kegelradgetriebe	338
18.3. Schneckengetriebe	342
18.3.1. Kinematik und Geometrie der zylindrischen Schneckenantriebe	343
18.3.2. Kräfte in Schneckengetriebe. Der Wirkungsgrade	349
18.3.3. Dimensionierung und Überprüfung Schneckengetriebe.....	352
Irodalom	363
Machine Elements	365
Content.....	366
Maschinenelemente	370
Inhalt.....	371
Organe de mașini	375
Cuprins	376

Organe de mașini

Sumar

Prezenta carte este destinată în primul rând sprijinirii educației tehnice în limba maghiară din România, în mod special al pregătirii specializărilor tehnice de la Universitatea Sapientia. Totodată, conform convingerii autorului, oferă o bază tehnico-științifică solidă pentru inginerii practicanți.

Obiectivul declarat este de a grupa o cantitate de informații atât științifice cât și practice privind Organele de mașini. Autorul are în primul rând intenția de a stimula gândirea tehnică a cititorului, prezentând și deduceri teoretice, dar și multe informații tehnice privind domeniul vizat.

Volumul cărții poate depășește volumul unui curs, dar rămâne ca și volum oarecum sub celor de tip monografic. Scopul lucrării este de a completa un gol, lipsa unei cărți în limba maghiară, care să sprijine educația tehnică de orice nivel din România.

Materialul din carte poate fi grupat în cinci părți: prima parte, Îmbinările demonstabile, grupează primele cinci capitolele. Capitolele 6 și 7 cuprind îmbinările nedemonstabile. Capitolul 8 prezintă a treia parte, cel al Îmbinărilor elastice. A patra parte, cea a Organelor de mișcare de rotație, prezintă prin capitolele 9-12, arbori, osii și fusuri, și organele conexe acestora, inclusiv noțiuni de bază din tribologie. Capitolele 13-18 se grupează în categoria Transmisii, autorul incluzând în această parte și cuplaje. Textul este sprijinit de 241 de figuri, 14 tabele și sute de ecuații.

Structura materialului prezentat se orientează după structura cursului Organe de mașini, predat de Prof. univ. dr. ing. Antal Adalbert între anii 2003-2010 la Universitatea Sapientia din Târgu Mureș

Cu cea mai mare considerație, autorul dorește să dedice această lucrare, în memoria domnului Profesor universitar dr. ing. Antal Adalbert, care a sprijinit cu cea mai mare abnegație învățământul tehnic universitar în limba maghiară, și care a reușit să insuflă dragostea pentru organele de mașini autorului, sprijinindu-l nu doar cu o vastă literatură de specialitate, dar și cu sfaturi fără de care ar fi fost imposibilă scrierea acestei cărți.

Cuprins

Prefață.....	9
--------------	---

Introducere	11
1. Dimensionarea organelor de mașini utilizând rezistența materialelor	17
1.1. Solicitări și deformări	17
1.2. Stabilirea tensiunii de limită și a coeficientului de siguranță	20
1.3. Tensiunea limită la oboseală	21
2. Asamblări filetate	23
2.1. Asamblări filetate de fixare	33
2.1.1. Piulițe	35
2.1.2. Materiale utilizate la fabricarea elementelor filetate	37
2.1.3. Forțele din asamblările filetate	37
2.1.4. Momentele din asamblările filetate	41
2.1.5. Tensiunile din asamblările filetate	45
2.1.6. Dimensionarea șurubului	48
2.1.7. Asamblări filetate pretensionate fără încărcări exterioare	51
2.1.8. Calculul șuruburilor încărcate transversal	56
2.2. Șuruburi de mișcare. Transmisii prin șurub-piuliță	57
2.2.1. Cinematica transmisiilor șurub-piuliță	60
2.2.2. Randamentul transmisiilor șurub-piuliță	61
2.2.3. Calculul de dimensionare a șuruburilor de mișcare	64
3. Asamblări cu pene paralele și prin caneluri	70
3.1. Asamblări cu pene paralele	70
3.2. Asamblări prin caneluri	72
4. Asamblări prin bolțuri și știfturi	76
4.1. Bolțuri	76
4.2. Știfturi	77
4.2.1. Știfturi transversale	77
4.2.2. Știfturi longitudinale	79
4.2.3. Știfturi supuse la încărcări excentrice	80
5. Asamblări prin fricțiune	82
5.1. Asamblări prin strângere	82
5.1.1. Asamblare cu brătară cu capac	83
5.1.2. Asamblare cu brătară elastică	86
5.2. Asamblare cu strângere pe con	87
5.3. Asamblare prin inele elastice tip Ringfeder	89
5.4. Asamblări prin pene	90
5.5. Asamblare presate	92
6. Asamblări prin nituire	101
7. Asamblări sudate, prin lipiri metalice și cu adezivi	104
7.1. Asamblări prin sudură	104
7.2. Asamblări prin lipire cu metale sau aliaje	107
7.3. Asamblări prin lipire cu adezivi	110
8. Arcuri	113
8.1. Arc elicoidal supus la compresiune	117
8.2. Arc elicoidal supus la răsucire	123
8.3. Arcuri lamelare supuse la încovoiere	127

8.4. Arc bară de torsiune cu secțiune circulară	130
8.5. Arcuri de cauciuc	132
8.6. Arcuri inelare	138
9. Osii, arbori și fusuri	141
9.1. Solicitățile osiilor și arborilor	144
9.2. Verificarea la rigiditate	151
9.3. Vibrațiile transversale și torsionale a arborilor	154
9.3.1. Vibrațiile transversale a arborilor	155
9.3.2. Vibrațiile torsionale a arborilor	158
10. Noțiuni de tribologie	161
10.1. Tipuri de frecare	161
10.2. Materiale de ungere	162
11. Lagăre de rostogolire	168
11.1. Rulmenți – Clasificare, dimensiuni și tipuri constructive	168
11.2. Capacitatea de încărcare a rulmenților	173
11.3. Jocul din rulmenți	176
11.4. Rulmenți radiali-axiali cu role conice	177
11.4.1. Rulmenți cu role conice în montaj tip „O”	177
11.4.2. Rulmenți cu role conice în montaj tip „X”	180
11.5. Lăgăruirea arborilor cu lungimi mari	182
11.6. Observații constructive privind montarea și demontarea rulmenților	183
11.7. Ungerea rulmenților	185
11.8. Etanșarea rulmenților	187
11.8. Exemple de montaje cu rulmenți	190
12. Lagăre de alunecare	193
12.1 Lagăre de alunecare cu ungere hidrodinamică	193
12.1.1. Teoria ungerii lagărelor de alunecare hidrodinamice	193
12.1.2. Capacitatea de încărcare a lagărelor hidrodinamice	197
12.1.3. Coeficientul de frecare în lagărele de alunecare	199
12.1.3. Ecuația de echilibru termic a lagărelor de alunecare	202
12.1.4. Dimensionarea lagărelor de alunecare hidrodinamice	205
12.1.5. Lagăre de alunecare cu ungere hidrodinamică axiale	209
12.1.6. Materiale utilizate la fabricarea lagărelor de alunecare	210
12.1.7. Soluții constructive ale lagărelor de alunecare hidrodinamice	212
12.2 Lagăre de alunecare cu ungere hidrostatică	215
12.2.1. Balanța de putere a lagărelor de alunecare cu ungere hidrostatică	217
12.2.2. Soluții constructive ale lagărelor de alunecare hidrostatice	218
13. Sisteme de transmitere a mișcării	221
14. Transmisii prin roți de fricțiune	223
14.1. Transmisii prin roți de fricțiune cu raport de transmitere constant	223
14.2. Variatoare de turație	228
14.2.1. Variator de turație cu disc toroidal	228
14.2.2. Variator de turație cu bile	229
15. Transmisii prin curele	231
15.1. Transmisii prin curele late	233

15.1.1. Lungimea curelei la transmisie dreaptă.....	233
15.1.2. Forțele din curea	235
15.1.3. Tensiunea din curea	241
15.1.4. Viteza optimă. Durata de viață a curelei	244
15.1.5. Roți de curea.....	245
15.2. Transmisii prin curele trapezoidale.....	247
16. Transmisii prin lanțuri și curele dințate.....	250
16.1. Transmisii prin lanțuri	250
16.1.1. Tipuri constructive de lanțuri.....	250
16.1.2. Geometria și dimensiunile caracteristice ale transmisiilor prin lanțuri	253
16.1.3. Cinematica transmisiilor prin lanțuri	255
16.1.4. Dimensionarea lanțului cu role	258
16.2. Transmisii prin curele dințate	260
17. Cuplaje	266
17.1. Cuplaj cu flanșe	267
17.2. Cuplaj cu dinți frontali	270
17.3. Cuplaje cu compensare axială și radială.....	271
17.4. Cuplaje cardanice.....	274
17.5. Cuplaje flexibile	279
17.5.1. Cuplaj elastic cu bolțuri.....	279
17.5.2. Cuplaj elastic cu bucșe de cauciuc.....	281
17.5.3. Cuplaj elastic cu manșon de cauciuc	282
17.5.4. Cuplaj elastic cu arc șerpuit.....	282
17.6. Cuplaje intermitente de fricțiune.....	285
17.6.1. Cuplaj de fricțiune cu flanșe.....	285
17.6.2. Ambreiajul conic.....	287
17.6.3. Ambreiaj cu discuri multiple	289
17.7. Procesul de cuplare.....	291
17.8. Cuplaje unisens	293
17.9. Cuplaje centrifugale.....	297
17.10. Cuplaje de siguranță.....	299
18. Transmisii cu roți dințate	301
18.1. Transmisii cu roți dințate cilindrice	304
18.1.1. Roți dințate cilindrice – Geometrie, cinematică, noțiuni de bază.....	304
18.1.2. Dimensionarea angrenajelor de roți dințate cilindrice cu dinți drepți	307
18.1.2.1. Calculul forțelor	309
18.1.2.2. Dimensionarea roților dințate la solicitarea la încovoiere	311
18.1.2.3. Dimensionarea roților dințate la solicitarea de contact.....	316
18.1.3. Dimensionarea angrenajului de roți dințate cilindrice cu dinți înclinați	321
18.1.2.1. Calculul forțelor	321
18.1.2.2. Stabilirea sensurilor forțelor din sistemele de transmisii cu roți dințate cilindrice cu dinți înclinați.....	325
18.1.2.3. Dimensionarea roților dințate la solicitarea de încovoiere	327

18.1.2.3. Dimensionarea roților dințate la solicitarea de contact	331
18.2. Transmisii cu roți dințate conice	334
18.2.1. Caracteristicile geometrice și cinematice	334
18.2.2. Calculul forțelor	335
18.2.3. Dimensionarea angrenajelor conice cu dinți drepți	338
18.3. Transmisii melcate	342
18.3.1. Caracteristicile geometrice și cinematice	343
18.3.2. Calculul forțelor și a randamentului	349
18.3.3. Dimensionarea și verificarea angrenajului melcat	352
Bibliografie	363
Machine Elements	365
Content	365
Maschinenelemente	370
Inhalt	371
Organe de mașini	375
Cuprins	376

A sorozat eddig megjelent kötetei:

1. Jodál Endre: *Számítástechnika az ezredforduló küszöbén*. 1992.
2. Pálfalvi Attila: *Porkohászat*. 1993.
3. Bagyinszki Gyula – Bitay Enikő: *Bevezetés az anyagtechnológiák informatikájába*. 2007.
4. Bitay Enikő: *Lézeres felületkezelés és modellezés*. 2007.
5. Bagyinszki Gyula – Bitay Enikő: *Felületkezelés*. 2009.
6. Forgó Zoltán: *Bevezetés a mechatronikába*. 2009.
7. Tolvaly-Roşca Ferenc: *A számítógépes tervezés alapjai. AutoLisp és Autodesk Inventor alapismeretek*. 2009.
8. Bagyinszki Gyula – Bitay Enikő: *Hegesztéstechnika I. Eljárások és gépesítés*. 2010.
9. Bagyinszki Gyula – Bitay Enikő: *Hegesztéstechnika II. Berendezések és mérések*. 2010.
10. Máté Márton: *Műszaki mechanika – kinematika*. 2010.
11. Bitay Enikő: *Anyagtudományi laboratórium I. Tulajdonságminősítő vizsgálatok*. 2011.
12. Máté Márton: *Hengeres fogaskerek gyártószerszámai*. 2016.

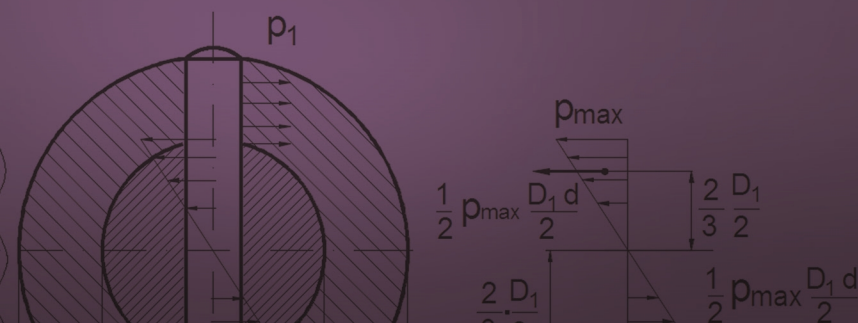
Előkészületben:

Papp István: *Mechanizmusok optimális kiegyensúlyozásának elmélete*.
Bitay Enikő: *Anyagtudományi laboratórium II. Anyagszerkezet-tani vizsgálatok*.

Jelen munka a gépészeti elmélet és gyakorlat egyik sarokkövének, a gépelemek gyűjtőnév alatt elterülő, mára kifejezetten interdisz-
ciplináris tudományterületnek egyéni és ugyanakkor általános, a szerző tapasztalatának és kiváló gyakorlati érzékének jegyeit hor-
dozó át- és megvilágítása.

A szerző nem titkolt célja – a tömör elméleti részek és a gyakorlati
alkalmazások könnyed eleganciával kísért felvonultatása által – az
Olvasó gondolkodásra serkentése, műszaki szemléletének korsze-
rűsítése.

Bár tankönyvnek is kiváló, elsősorban korszerű szakkönyv, melynek
létét hadd igazolja az a tény, hogy magyar nyelven hasonló, átfogó
jellegű munka a romániai könyvpiacon még nem jelent meg.
Ezáltal a romániai magyar nyelvű mérnökképzést, kiemelten a
Sapientia EMTE oktatását igyekszik támogatni.



ISBN 978-606-739-120-6

