

## 9. TENGELYKAPCSOLÓK

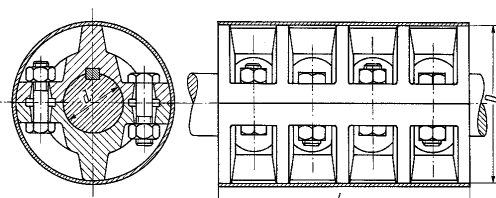
A tengelykapcsolók feladata két tengely összekapcsolása (esetleg időnként a kapcsolat megszakítása) illetve a tengelyek és a rászertelt erőt, nyomatékot átvivő elemek (tárcsák, karok, fogaskerekek stb.) egymáshoz kötése, forgás, erő, nyomaték átvitele, lökések, lengések csillapítása, tengely helyzethibák kiegyenlítése stb.

Számos változatuk van. Két fő csoportjuk a nem kapcsolható és a kapcsolható tengelykapcsolók.

### 9.1 Nem kapcsolható tengelykapcsolók

A **nem kapcsolható tengelykapcsolók** merev, vagy elmozdulást megengedő kapcsolatot hoznak létre.

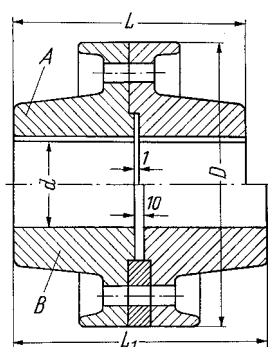
A **merev tengelykapcsolók** főleg erők és nyomatékok átvitelére szolgálnak. Az elemeket mereven kötik egymáshoz, így csavaró nyomaték mellett hajlító nyomaték átvitelére is alkalmasak. A merev kapcsolat tengely hibákat nem enged meg, ezért az elemek közötti helyzethibák járulékos terhelést okoznak. Merev tengelykapcsoló a héjas tengelykapcsoló (66. ábra) (amelynek teherbírását szorító kötése határozza meg) és a tárcsás tengelykapcsoló (67. ábra) (amely által átvitt nyomatékot a tárcsa felek közötti súrlódás, vagy a kötőelemek nyírószilárdsága határozza meg).



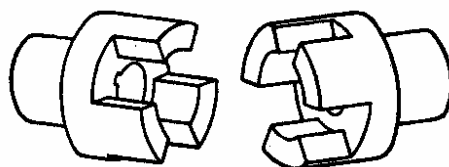
66. ábra Héjas tengelykapcsoló

Az elmozdulást megengedő (kiegyenlítő) tengelykapcsolók kiegyenlítik a tengely helyzethibáit (a radiális, az axiális vagy a szöghibát). Számos változatuk van. A körmös tengelykapcsoló (68. ábra) axiális hiba kiegyenlítésére szolgál, a fogas gyűrűs tengelykapcsoló (69. ábra), a láncos tengelykapcsoló és a turboflex (acéltárcsás)

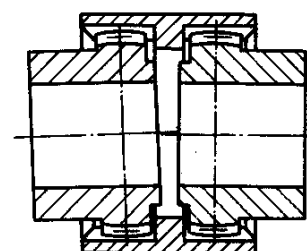
tengelykapcsoló bizonyos határig minden tengelyhibát kiegyenlít, a hordógörgős tengelykapcsoló, a kardánkereszt és a kardáncsukló elsősorban a szöghibákat enged meg. Az Oldham tengelykapcsoló radiális és axiális hibák kiegyenlítésére alkalmas. A kis nyomatékok átvitelére készült csőmembrán kapcsoló minden tengelyhibát kiegyenlít, és játégmentesen viszi át a forgást.



67. ábra Tárcsás tengelykapcsoló



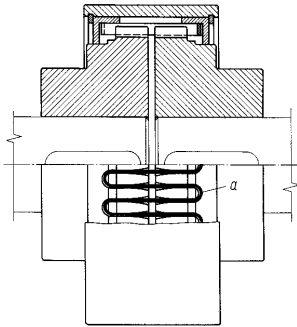
68. ábra Körmös tengelykapcsoló



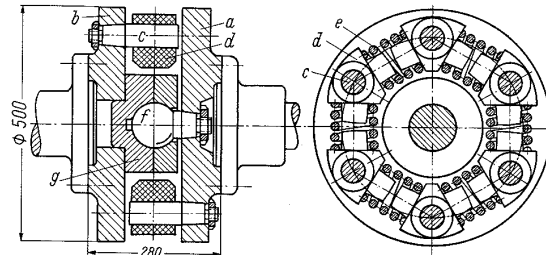
69. ábra Fogas gyűrűs tengelykapcsoló

A **rugalmas tengelykapcsolók** szintén alkalmasak tengelyhibák kiegyenlítésére, de emellett fő feladatuk a hajtómotor vagy a munkagép felől érkező terhelés csúcsok csökkentése,

lökések, lengések csillapítása, a hajtásrendszer sajátlengésszámának elhangolása, rezonancia kialakulásának megakadályozása. Az **acélrugós tengelykapcsolók** (Bibby (70. ábra), Forst, Cardeflex (71. ábra)) jelleggörbéje a szerkezet kialakításától függően progresszív vagy lineáris. Ezek a tengelykapcsolók nagy erők és nagy nyomatékok átvitelére szolgálnak. A Bibby (laprugós) és a Forst (acéltűs) tengelykapcsolókban a rugó és tárcsa felületek közötti súrlódás kismértékben csillapít.

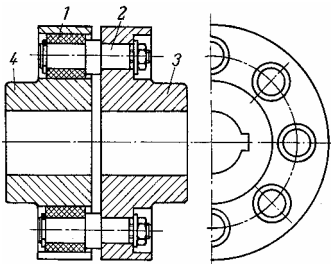


70. ábra Bibby  
tengelykapcsoló

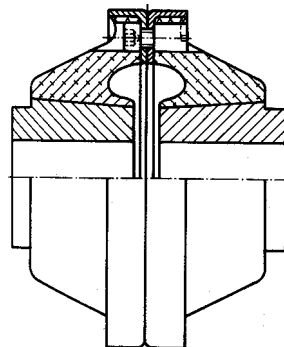


71. ábra Cardeflex tengelykapcsoló

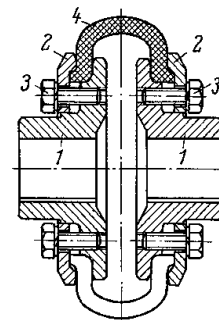
A **gumirugós tengelykapcsolók** (gumidugós (72. ábra), gumitömbös, csillagtárcsás, gumitárcsás (73. ábra), gumitömlős (74. ábra) stb. tengelykapcsolók) a gumielemekben kialakuló belső deformációs veszteségek miatt jól csillapítanak; progresszív, sebességtől függő karakterisztikájuk van. Teherbírásuk és jelleggörbájük jelentős mértékben függ a gumirugók kialakításától. Viselkedésüket számítással nagyon nehéz meghatározni, ezért a megfelelő méretű tengelykapcsoló kiválasztása a gyártó cég katalógusából az átviendő nyomaték, az üzemtényező, a kapcsolások száma és a kiegyenlítendő hibák nagysága alapján történhet.



72. ábra Gumidugós  
tengelykapcsoló



73. ábra Gumitárcsás  
tengelykapcsoló



74. ábra Gumitömlős  
tengelykapcsoló

## 9.2. Kapcsolható tengelykapcsolók

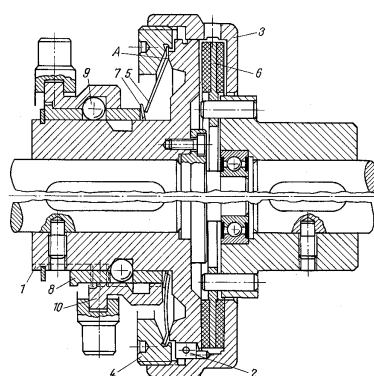
A **kapcsolható tengelykapcsolók** alkalmasak a tengelyek közötti kapcsolat létrehozására és megszüntetésére, a kialakítástól függően akár működés közben, esetleg terhelés alatt is. Számos változatuk van, amelyek különböző feladatok ellátására alkalmasak.

Az **alakkal záró kapcsolható tengelykapcsolók** (körmös tengelykapcsoló, fogas tengelykapcsoló), elsősorban kézi vagy elektromágneses működtetéssel, csak terhelésmentes

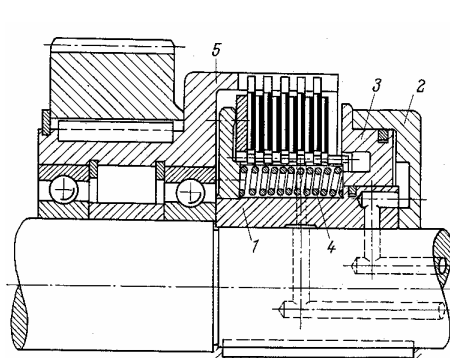
állapotban, álló helyzetben kapcsolhatók. A szinkronizáló egységgel ellátott fogas tengelykapcsolók forgás közben is kapcsolhatók (pl. a gépjármű sebességváltókban).

Az **erővel záró súrlódó tengelykapcsolók** (száraz és olajos lemezes, kúpos, Conax tengelykapcsoló) terhelés alatt is ki- és bekapcsolhatók. A nyomatékot az érintkező felületeken kialakuló súrlódás viszi át. A szárazon üzemelő tengelykapcsolók egyik elemének terhelést átadó felületét súrlódó betéttel vonják be (75. ábra), ami biztosítja a nagy súrlódási nyomatékot, a kis kopást, és megakadályozza a felületek súlyos károsodását (berágódását).

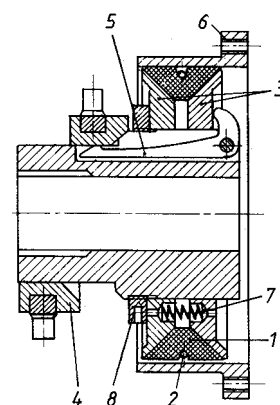
Az olajjal kent súrlódó tengelykapcsolók általában több lemezesek, lemezeik rendszerint edzett acélból, ritkán bronzból, öntöttvasból, szinterfémből vagy esetleg más anyagból készülnek (76. ábra). A szorítóerőt illetve az oldó erőt rúgóerő, csuklós karrendszer, elektromágnes, hidraulikus vagy pneumatikus munkahenger hozza létre. Hidraulikus, pneumatikus és elektromágneses működtetés esetén a kapcsolók automatikusan is kapcsolhatók



75. ábra Száraz lemezes súrlódó tengelykapcsoló



76. ábra Olajos lemezes súrlódó tengelykapcsoló



77. ábra Conax tengelykapcsoló

A kúpos és a Conax tengelykapcsolókban kúpos súrlódó felületeket alakítanak ki, amelyeket mechanikus vagy hidraulikus kapcsoló szerkezetekkel szorítanak egymáshoz (77. ábra).

A súrlódó tengelykapcsolók teherbírását a melegedés, a kopás vagy a berágódás korlátozza. A kopás csökkentése és a berágódás megakadályozása érdekében a súrlódó felületeken kialakuló nyomást korlátozzák. A kapcsoló hőterhelését a gyorsítandó tömegek, a fordulatszám különbség, a terhelő nyomaték, a kapcsolási idő és a kapcsolás gyakorisága határozza meg. Ezek ismeretében számítható a kialakuló hőmérséklet, amely nem haladhatja meg a kapcsoló anyagára megengedett értéket. A gyártók gyakran megadják a súrlódó tengelykapcsoló egy kapcsolási periódusa, és az egy óra alatt fejlődő hőmennyiség megengedett értékét.

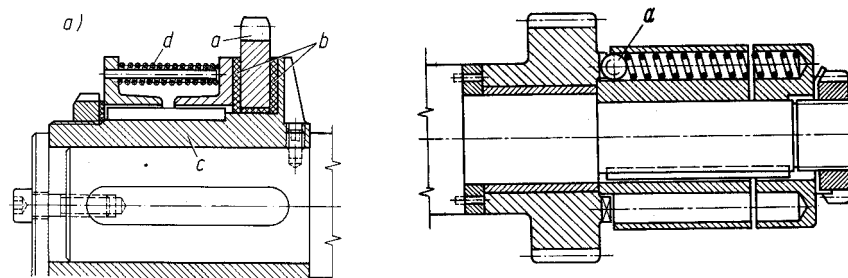
Nagy teljesítmények átvitelére készülnek a hidraulikus tengelykapcsolók és nyomatékvtatók, amelyekben nincs szilárdtest kapcsolat a tengelykapcsoló felek között, a nyomatékot áramló folyadék kinetikai energiája viszi át. Különösen jól használhatók ezek a szerkezetek nagy tömegek indításakor. Jól csillapítanak, csendes, nyugodt indítást tesznek lehetővé, kiválóan használhatók nagy tömegű járművek hajtásrendszerében, kímélik a motort. A hajtó és a hajtott oldal között ugyanakkor állandó fordulatszám különbség van, emiatt hatásfokuk viszonylag kedvezőtlen.

Az indukciós tengelykapcsolók ugyancsak érintés nélkül viszik át a nyomatékot két tengely között. A kapcsoló egyik felében elektromágnes építenek, amelynek gerjesztésekor a mágneses tér alakul ki. Több változata van. A szinkronkapcsolónál a két tengelykapcsoló fél együtt forog, és a nyomatékot az elektromágnes által létrehozott mágneses erőter viszi át, amely a másik tengelykapcsoló fél anker-gyűrűjén át zárul. Az örvényáramú indukciós tengelykapcsolónál az elektromágnes erőtere által a másik tengelykapcsoló félben gerjesztett

örvényáram forgó mágneses tere hozza létre a nyomatókat, amely annál nagyobb, minél nagyobb az elektromágnes gerjesztő árama és a fordulatszám különbség a két tengelykapcsoló fél között. Az örvényáramú indukciós tengelykapcsolók kiválóan használhatók nagy tömegek gyorsítására (indító tengelykapcsoló), valamint olyan gépekben, ahol állandó fordulatszám különbség van a tengelyek között (pl. tekereslő, huzalhúzó, papírgyártó stb. gépek).

Ugyancsak indító tengelykapcsolók, a centrifugál tengelykapcsolók (röpsúlyos tengelykapcsoló, portöltésű tengelykapcsoló), amelyek csak bizonyos fordulatszám felett lépnek működésbe, és a fordulatszám emelkedésével nő a teherbírásuk.

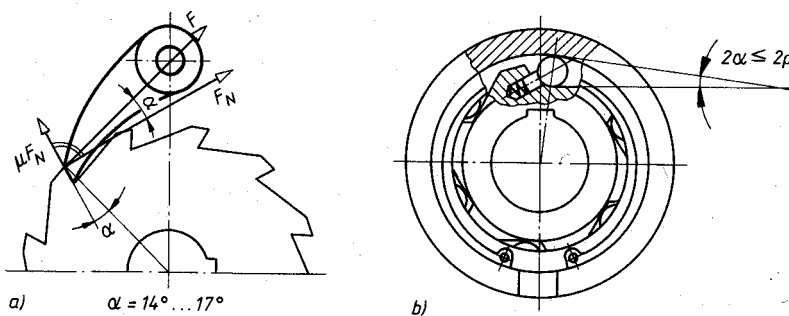
A biztonsági tengelykapcsolók feladata a tengelyek között átmenő nyomaték korlátozása, a gépek védelme a túlterheléssel szemben. Alakkal záró biztonsági tengelykapcsolókban nyíró szegek vagy rugóerővel beszorított fogak illetve golyók (78.b ábra) viszik át a nyomatékot. A súrlódó biztonsági tengelykapcsolókban (78.a ábra) ugyancsak rugóerő szorítja össze a súrlódó lemezeket. Minkét esetben a nyomaték értéke a rugóerő állításával szabályozható.



78. ábra Súrlódó (a) és záró golyós (b) biztonsági tengelykapcsoló

A szabadonfutók olyan tengelykapcsolók, amelyek csak egyik forgásirányban visznek át nyomatékot, ellenkező irányban megengedik, hogy az elemeket egymáshoz képest szabadon elforduljanak. Van erővel záró (súrlódó) és alakkal záró (kilincsműves) szabadonfutó. Az erővel záró szabadonfutókban, pl. görgők (79 ábra) szorulnak be a két elem közötti, kis hajlásszöggel szűkülő térbe (a tér hajlásszögének fele kisebb, mint a súrlódás félkúpszöge:  $\alpha < \rho$ ), és az önzárás miatt kialakuló súrlódó erő viszi át a nyomatékot. Ellentétes forgásirány esetén görgők beékelődése megszűnik, így nem alakul ki nyomatékot átvivő súrlódási erő. Az alakkal záró szabadonfutókban, az egyik forgásirányban, a kilincs beakad a fogaskerék fogárákába (79 ábra), és erőt ad át. A másik forgásirány esetén az akadást nem jön létre, ezért nincs erőátvitel a két elem között.

Szabadonfutókat használnak a kerékpár kerékagy és a lánckerék kapcsolatánál, a kétütemű belsőégésű motorokkal hajtott járművek tengelyének meghajtásánál, szerszám gép mellékajátóművekben, pl. az asztal szakaszos továbbítására stb.



79 ábra Kilincsműves (a) és hengeres záró testes (b) szabadonfutó

## 10. HAJTÁSOK

A hajtások feladata a munkavégzéshez szükséges teljesítmény továbbítása az erőgéptől a munkagéphez és az átvitt teljesítmény jellemzőinek (erő, nyomaték, sebesség, szögsebesség) átalakítása a munkagép igényeinek megfelelően.

Az energiát továbbító közeg szerint megkülönböztetnek:

1. Mechanikus hajtásokat, ahol szilárd testek erővel vagy alakkal zárással viszik át az energiát
2. Hidraulikus hajtásokat, ahol áramló folyadék továbbítja az energiát.
3. Villamos hajtásokat, ahol villamos erőgép (villanymotor) közvetlenül hajtja meg a munkagépet.
4. Pneumatikus hajtásokat, ahol áramló levegő szállítja az energiát.

Könnyű szabályozhatósága miatt egyre szélesebb körben terjed a közvetlen villamos hajtás, és ugyancsak sok területen előnyösen használható a hidraulikus és a pneumatikus hajtás. A gépészeti gyakorlatban azonban még ma is a legelterjedtebb a mechanikus hajtás, mert:

1. Szerkezetük egyszerű és olcsó.
2. Igen nagy erők és nyomatékok átvitelére alkalmasak.
3. Hatásfokuk viszonylag kedvező.
4. A követelményekhez könnyen hozzáilleszthetők.
5. Az átvitt erő/nyomaték a sebesség/szögsebesség csökkenésével növelhető.

A hajtások fontos jellemzője az áttétel: a be és kihajtó tengely fordulatszámának aránya:  $i = n_{be}/n_{ki}$ . Amikor  $i > 1$ , az áttétel lassító, ha  $i < 1$ , az áttétel gyorsító.

A mechanikus hajtások között vannak:

- alakkal és erővel záró hajtások
- állandó és változtatható áttételű hajtások.
- választható és fokozat nélkül állítható áttételű hajtások.
- változó sebességű hajtások.

### 10.1. ALAKKAL ZÁRÓ HAJTÁSOK

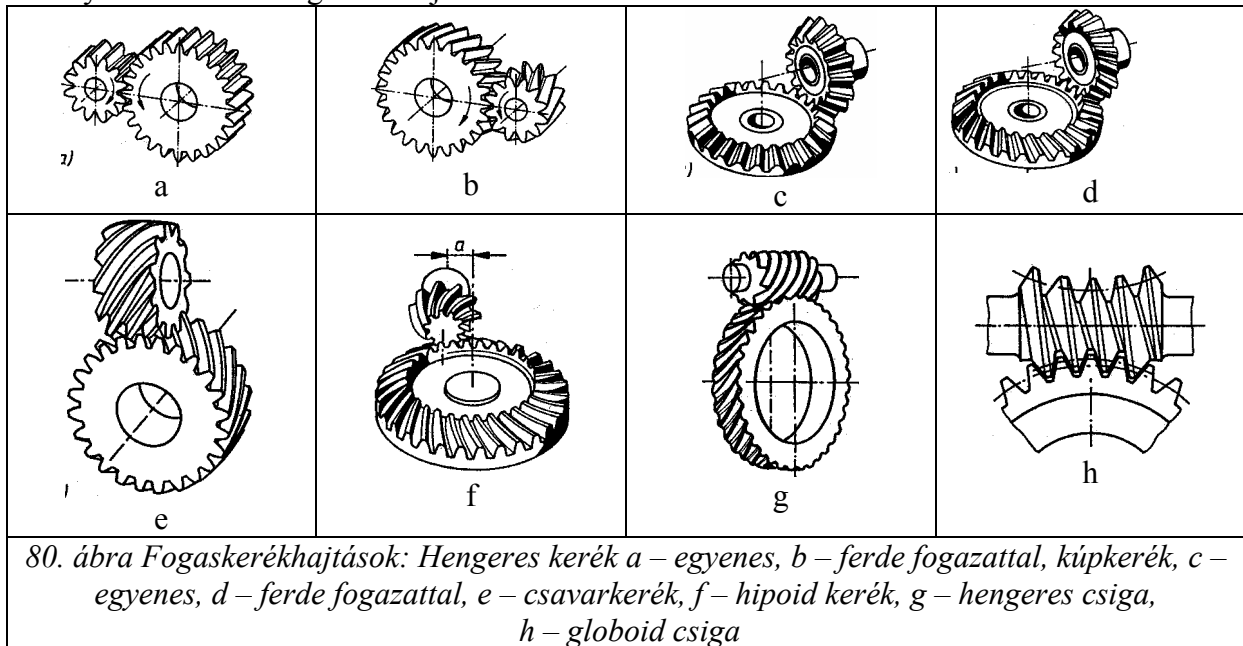
Alakkal záró hajtásokban a kapcsolódó elemeken olyan alakzatokat alakítanak ki, amelyek a mozgást a kívánt törvényszerűségnek megfelelően továbbítják, miközben az átvihető erőt a kapcsolódó elemek alakszilárdsága, vagy felületi szilárdsága határozza meg. Forgó mozgás átvitelére alkalmas alakkal záró hatás a fogaskerekes, a lánc, a bütykös, a máltai kereszt, a csillagtárcsás stb. hajtás. Haladó mozgás menetes orsóval, fogasléccel, kilincsművel, a vezérpályás, a forgattyús, és kulisszás hajtással hozható létre.

A leggyakoribb mechanikus hajtás a fogaskerékhajtás, amelyek elemein olyan fogakat alakítanak ki, amelyek egymással kapcsolódhatnak, a hajtókerék fogai folyamatosan maguk előtt tolják a hajtott kerék fogait, miközben közöttük a terhelés nagyságától függő nyomóerő (fogazati erő) alakul ki. A keréktestek alakjától függően van hengeres kerék, kúpkerék, csavarkerék, hipoid, spiroid, helikoid és toroid fogaskerékhajtás, hengeres és globoid csigahajtás (80. ábra). Az egyes típusoknál a fogazat kialakítása, és a kerekek tengelyének elhelyezkedése különböző.

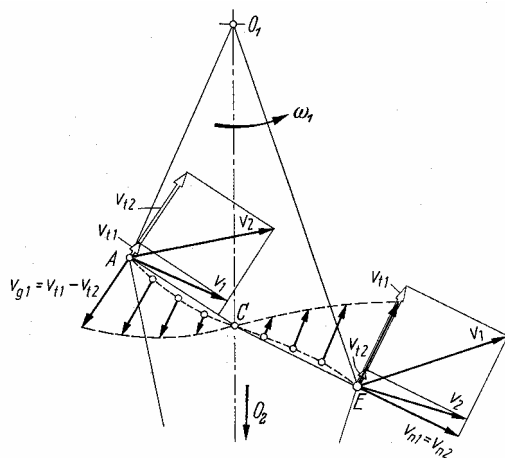
#### 10.11. Hengeres fogaskerékhajtások.

A legnagyobb teljesítmények átvitelére a hengeres fogaskerékhajtások a legalkalmasabbak. Készítenek ma már 50-100 MW-nál nagyobb teljesítmény átvitelére alkalmas hengeres

fogaskerék-hajtásokat (turbóhajtóműveket, hajó hajtóműveket, generátor hatóműveket), amelyek hatásfoka meghaladhatja a 99%-ot.



Ugyanakkor használnak hengeres fogaskerék-hajtásokat az óraművekben, sőt olyan miniatűr berendezésekben (pl. orvosi manipulátorokban) is, ahol a fogaskerekek átmérője az 1 mm-t sem éri el.



81. ábra A kapcsolódó fogaskerekek sebesség viszonyai

A fogaskerék hajtások rendszerint egyenletes mozgás átvitelére szolgálnak, vagyis áttételük állandó. Ehhez a keréktesteken egyenlő távolságban olyan fogakat alakítanak ki, amelyek profilja kielégíti a kapcsolódás alaptörvényét. A kapcsolódás alaptörvénye azt fejezi ki, hogy a kapcsolódó fogprofilok érintkezési pontjához tartozó közös normális a fogaskerekek középpontját összekötő egyenes szakaszt (az  $a$  tengelytávot), mindig ugyanabban a pontban, a  $C$  főpontban metszi, a normális irányú sebesség komponensek minden időpillanatban egyenlők (81. ábra).

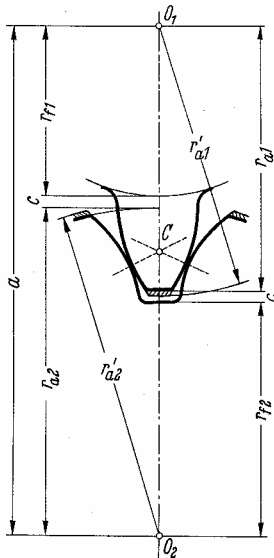
Egy hengeres fogaskerék fontosabb jellemzői:  $z$  fogszám,  $m$  modul,  $p$  osztás (a fogak távolsága az osztókör kerületén mérve ( $p = m\pi$ )),  $d$  osztókör

( $d = mz$ ),  $d_a$  fejkör,  $d_f$  lábkör (82. ábra).

A fogaskerékpár további jellemzői:  $a$  tengelytávolság,  $a_c$  fejhézag, a kapcsolóvonal, a  $g_\alpha$  kapcsoló szakasz (az  $A$  és  $E$  kapcsolódás szélső pontok távolsága),  $\epsilon_\alpha$  profil kapcsolószám (egy fog teljes kapcsolódási szakaszára vonatkoztatva az egyidejűleg kapcsolódásban levő fogak számának átlagértéke), a  $C$  főpont.

A hengeres fogaskerekek fogainak hordozó felülete különböző profilgörbékkel készülhet. A leggyakrabban az **evolvens fogprofil**t használják, amit egy körön legördülő egyenes pontjai írnak le (csúcsos evolvens). Ez a leggyakrabban használt fogprofil, mert sok szempontból előnyös: egyenes vágóélű szerszámmal, nagy pontossággal előállítható és könnyen

ellenőrizhető (mérhető) a fogazat, a fogaskerekek kapcsolódása a tengelytáv hibákra nem érzékeny.



82. ábra A hengeres fogaskerék fontosabb jellemzői

Evolvensből eltérő fogprofil általában akkor használnak, ha az valamilyen szempontból előnyösebb, mint az evolvens. Például a **ciklois**, amit körön legördülő kör segítségével származtatnak, azért előnyösebb, mint az evolvens, mert kisebb fogszámú fogaskerek készítésére is alkalmas, és jelentősen megnövelhető a profil kapcsolószám. Csúcsos, nyújtott és hurkolt cikloist egyaránt használnak. Ciklois fogazattal készülnek az óramű fogaskerek, a lánckerek (pálcás ciklois fogazat), a ciklohajtómű fogaskerekei (nyújtott ciklois fogazattal).

**Körív fogprofil** is előfordul a gyakorlatban. A Wildhaber-Novikov fogazattal, pl. a fogak teherbírásának növelése érdekében homorú/domború körív alakú fogprofilokat párosítanak, ami az érintkezési feszültséget szempontjából kedvező. Ugyanakkor az ilyen fogazat profil kapcsolószáma nagyon kicsi, a folyamatos kapcsolódás csak ferde fogazatú kerekkel valósítható meg, költséges a fogaskerek gyártása, és a fogak kapcsolódása nagyon érzékeny a tengelytávolság hibákra.

### Evolvens fogazatú fogaskerek

Az evolvens fogazatú fogaskerékpárok kapcsolóvonal egyenes, a fogak egyenes vágóélű szerszámmal (fogasléc alakú metszőkés, csigamaróval, síktárcsa köszörűkoronggal) gyárthatók, de készíthető metszőkerékkel és profilos szerszámokkal (profilmaró, üregelő szerszám) is. Az evolvens fogprofil alapprofilja szabványos. A szabvány előírja a szerszám kapcsolószöget ( $\alpha=20^\circ$ , de ettől eltérő, pl.  $\alpha=14,5^\circ$  is előfordul), a fogfej-magasságot, a fejhézagot és ezzel fogláb magasságot. A javasolt  $m$  modul sorozat értéke is szabványosított van.

Használnak **egyenes és ferde fogazatot**, valamint **elemi, kompenzált és általános fogazatot**. Elemi egyenes fogazat esetén a fejmagasság megegyezik a modullal  $h_a=m$ , a fejhézag  $c=0,25m$ , a lábmagasság  $h_f=1,25m$ , osztás az osztókörön  $p=m\pi$ .

Az elemi egyenes fogazatú fogaskerék jellemző köreinek átmérőit az alábbi összefüggésekből határozhatók meg:

|          |              |
|----------|--------------|
| Osztókör | $d=mz$       |
| Fejkör   | $d_a=d+2m$   |
| Lábkör   | $d_f=d-2,5m$ |

Ferde fogazat esetén a fogazat csavarvonal mentén helyezkedik el a hengeres keréken, a fogazatot készítő szerszám csavarvonal mentén haladva alakítja ki a fogakat, ezért az osztás és a kapcsolószög a csavarvonal normál metszetében egyezik meg az elemi fogazatéval ( $p_n=m\pi$   $\alpha_n=20^\circ$ ). A lefejtő mozgás miatt a fogprofil azonban a homlok metszetben (a fogaskerék forgástengelyére merőleges metszetben) evolvens, a fogaskerék osztókörének átmérőjét ezért az  $m_t=m/\cos\beta$  homlokmodullal kell számolni, az osztókörön az osztás a homlokosztás:  $p_t=m_t\pi$ . A fog magasság irányú méretei azonban változatlanok maradnak, azokat a szerszámmodul határozza meg. Az  $\alpha_t$  homlok kapcsolószög a következő

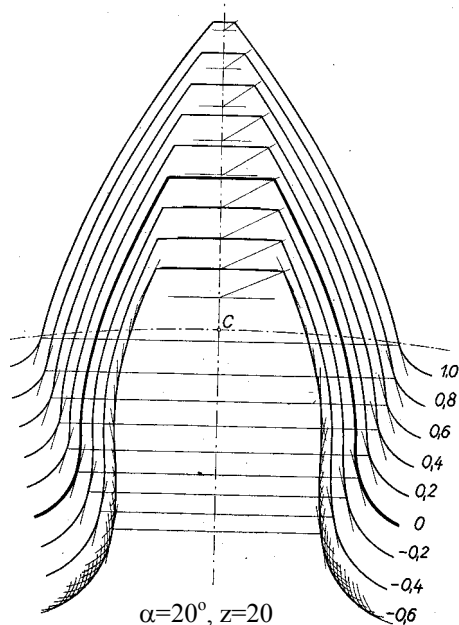
összefüggésből határozható meg:  $\alpha_i = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta}\right)$ . A fentieknek megfelelően az elemi ferde fogazatú fogaskerék jellemző köreinek átmérői a következőképpen számíthatók:

|          |              |
|----------|--------------|
| Osztókör | $d=mz$       |
| Fejkör   | $d_a=d+2m$   |
| Lábkör   | $d_f=d-2,5m$ |

Az evolvens fogazatú fogaskerék fontos jellemzője az **alapkör**, amelyen az evolvens fogprofil származtató egyenes legördül. Ennek  $d_b$  átmérője az osztókör átmérőtől és a szerszám kapcsolószögtől függ:  $d_b=d\cos\alpha$ , illetve ferdefogazat esetén a homlok kapcsolószöggel számolva:  $d_b=d\cos\alpha_i$ . Az alapkörön belül nem alakul ki csúcsos evolvens fogprofil.

Bizonyos kritikus fogszámnál kisebb fogszámú kerek fogazásánál a fogazó szerszám benyúlik az alapkörbe, ahol már nem alakíthat ki működő evolvens fogprofil. Ebben az esetben **alámetszés** keletkezik, ami gyengíti a fogtövet, és kapcsolódási zavarokat okoz. Az alámetszés határához tartozó **kritikus fogszám** a szerszám kapcsolószögtől és a fogfejmagasságtól függ.  $\alpha=20^\circ$  esetén, egyenes fogú kerekéknél az alámetszés kritikus fogszáma 17, ferdefogú kerekéknél a fogferdeség növelésével ennek értéke 13-ig csökkenthető.

Az alámetszés elkerülhető, ha a gyártáskor a szerszámot a fogaskerék középpontjától radiális irányban annyira kihúzzák (**pozitív profiletolás**), hogy a teljes működő fogprofil az alapkörön kívülre kerüljön. Ez profiletolás azonban megváltoztatja a fog alakját: növeli a fogtő vastagságát, a fogprofil görbületi sugarát, és csökkenti a fogfej vastagságát, ami a fog kihegyesedéséhez vezethet (83. ábra). A fog kihegyesedése korlátozza az adott fogaskeréken megengedett legnagyobb pozitív profiletolás mértékét (minimálisan szükséges fejszalag szélesség 0,2m).



83. ábra A profiletolás hatása a fog alakjára

Negatív a profiletolás, ha a szerszámot az osztókörtől a fogaskerék középpontja felé tolják el. Ekkor csökken a fogtő vastagság és a fogprofil görbületi sugara, ami a fog teherbírása szempontjából kedvezőtlen, ezért a negatív profiletolást lehetőleg kerülni kell.

A profiletolással készült fogaskerék átmérői is megváltoznak, fej és lábkör átmérője az  $xm$  profiletolás kétszeresével növekszik (negatív profiletolás esetén csökken):

$$d_a=d+2m+2xm, d_f=d-2,5m+2xm.$$

A  $d$  osztókör átmérő nem változik.

Az **elemi fogazatú** fogaskerek az osztókörön (osztóhengeren) gördülnek le egymáson, tengelytávolságuk az osztókör sugarak összegével azonos:  $a=(d_1+d_2)/2$ . Amennyiben a fogaskerek profiletolással készülnek, a kapcsolódó fogaskerek tengelytávolsága és kapcsolószöge megváltozik (**általános fogazat**), kivéve, ha a két keréken a profiletolás nagysága megegyezik, és előjelük ellentétes (**kompenzált fogazat**).



Általános fogazat esetén a kerek a gördülőkörön gördülnek le, amelyek sugarainak összege a profileltolás miatt megváltozott  $a_w$  tengelytávolság. Az általános fogazat  $a_w$  tengelytávolsága és az  $a$  elemi tengelytávolság közötti kapcsolatot a következő összefüggés fejezi ki:  $a_w \cos \alpha_w = a \cos \alpha$ , ahol  $\alpha_w$ , a gördülőköri kapcsolószög (84. ábra). Ferde fogazat

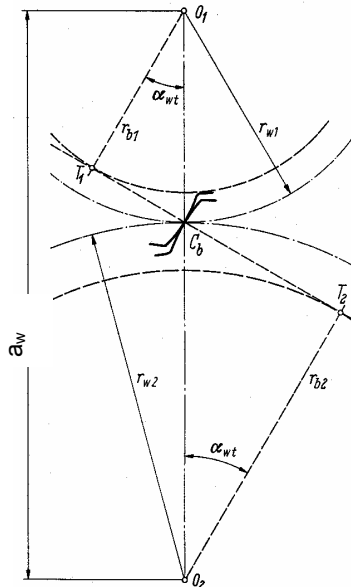
esetén a kapcsolószög a homlokmetsetben:

$$\alpha_{wt} = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta}\right).$$

A tengelytávolság változás azonban kisebb, mint a profileltolások összege, ezért az állandó fejhézag érdekében az általános fogazatú kerek fejmagasságát kis mértékben csökkentik.

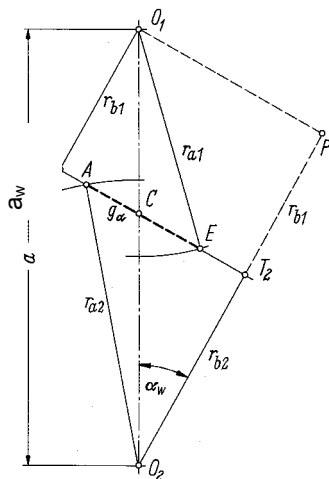
A kapcsolódó fogaskerek áttétele a hajtott 2 és a hajtó 1 fogaskerek fogszámának hányadosa:  $i = u_{21} = \frac{z_2}{z_1}$ . A

gördülőkörök átmérőjét az áttétel és a tengelytávolság határozza meg:  $d_{w1} = \frac{2a}{i+1}$ ,  $d_{w2} = id_{w1}$ . A gördülőkörök nem a fogaskerek, hanem a kapcsolódó fogaskerékpár jellemzői, azok átmérője a fogaskereken nem mérhető meg.



84. ábra Általános fogazatú fogaskerek kapcsolódása

A nagy teherbírású fogaskerékpárok általános ferde fogazattal készülnek, ahol a profileltolás tényező nagyságát a lehető legkedvezőbb fogtő szilárdságot, fogfelszín szilárdságot, valamint a fogtő és a fogfej környezetében kialakuló csúszásértékek kiegyenlítését figyelembe véve választják ki.



85. ábra. A fogaskerek  $g_\alpha$  kapcsoló szakasza

A fogaskerek kapcsolódása a kapcsoló egyenesen szemléltethető, ahol a kapcsolódás szélső pontjait a fogaskerek fejkörei jelölik ki (85. ábra).

A a kapcsolódás kezdő pontja, E a kapcsolódás utolsó pontja, az  $AE = g_\alpha$  távolság a kapcsoló szakasz. A kapcsoló egyenes és a tengelyeket összekötő egyenes metszéspontja a C főpont. A profil kapcsolószám:  $\varepsilon_\alpha = \frac{AE}{p_{et}}$ , ahol  $p_{et} = p_t \cos \alpha_t$  a kapcsoló

osztás. A fogaskerek egyenletes járása érdekében a profil kapcsolószám nem lehet kicsi:  $\varepsilon_\alpha > 1,2$ .

A ferdefogú fogaskereknél, szintén az egyenletes járás érdekében, törekszenek arra, hogy a kapcsolódásban levő

foghossz állandó legyen, vagyis az  $\varepsilon_\beta$  átfedés ( $\varepsilon_\beta = \frac{b \operatorname{tg} \beta}{p_t}$ ),

más néven axiális kapcsolószám, egészszám legyen.

A fogaskerek fogak érintkezési pontjaiban a normális irányú sebesség komponensek egymással egyenlők, a tangenciális komponensek azonban (a C főpontot kivéve) különböznek, ezért a fogak csúsznak egymáson. A csúszás a C főpontban előjelet vált, és annál nagyobb, minél távolabb van a kapcsolódási pont a C főponttól. A csúszás nagyságát a relatív csúszással jellemzik, ami a kapcsolódó fogaskerek fogakon a

$\Delta\varphi_1 = \frac{z_2}{z_1} \Delta\varphi_2$  elemi elfordulás hatására egymáson elmozduló ívek különbsége, a kisebb ívhez

viszonyítva:  $\eta = \frac{\text{nagyív} - \text{kisív}}{\text{kisív}}$ . Az  $\eta$  relatív csúszás a  $C$  főpontban nulla, attól a fogfej és a

fogtő felé távolodva progresszíven növekszik. A nagy terhelésű fogaskerék hajtások tervezésekor arra törekszenek, hogy a fogfejnél és a foglábnál a relatív csúszásokat kiegyenlítsék, amit kompenzált fogazat esetén a profileltolás nagyságának helyes kiválasztásával, általános fogazat esetén pedig a profileltolások összegének megfelelő felosztásával érnek el.

Fogaskerek teherbírása:

A fogaskerek teherbírását a fogtő szilárdság, a fogfelszín szilárdság és a berágódási szilárdság korlátozza. A fogak között a terhelést a fognyomás viszi át, amit a szilárdsági számításokban rendszerint a fog normálisa irányában mutató  $F_n$  fogerővel modelleznek. Ez az erő vonalmentén megoszló érintkezési feszültséget idéz elő a fog felületén, hajlító, nyomó és nyíró feszültséget ébreszt a fogtőben, csúszó súrlódást és kopást okoz, és berágódást idézhet elő.

A fogerő nagysága a fogaskeréken átmenő  $P$  teljesítményből és  $n$ ,  $1/s$  fordulatszámából, illetve az  $M_t$  forgató nyomatékból, számítható  $F_t$  kerületi erő (az  $l$  jelű kerékre:

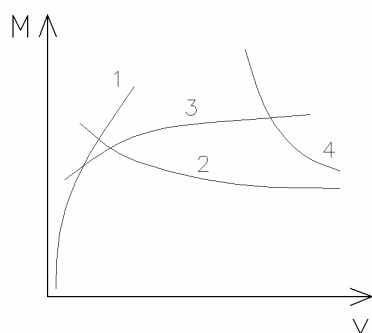
$M_{t1} = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{P_1}{2n_1\pi}$ ,  $F_t = \frac{2M_t}{d_{w1}}$ ) ismeretében meghatározható a következő

összefüggésből:  $F_n = \frac{F_t}{\cos\alpha_{wt} \cos\beta}$ .

Az  $F_t$  kerületi erővel kifejezhető a fogerő  $F_r$  radiális és  $F_a$  tengelyirányú összetevője is:

a kereket szétnyomó radiális erő:  $F_r = F_t \operatorname{tg}\alpha_{wt}$ , és a tengelyirányú  $F_a = F_t \operatorname{tg}\beta$  erő.

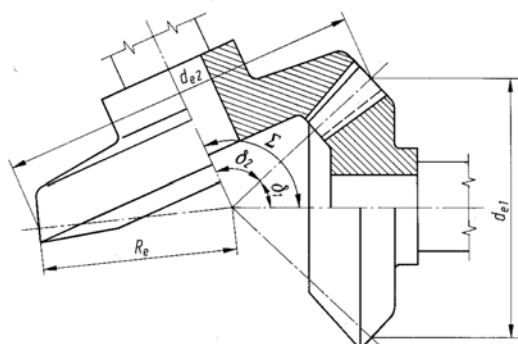
Az egyenes fogazatú kerekeknél természetesen axiális erő nem ébred ( $\beta=0$ ).



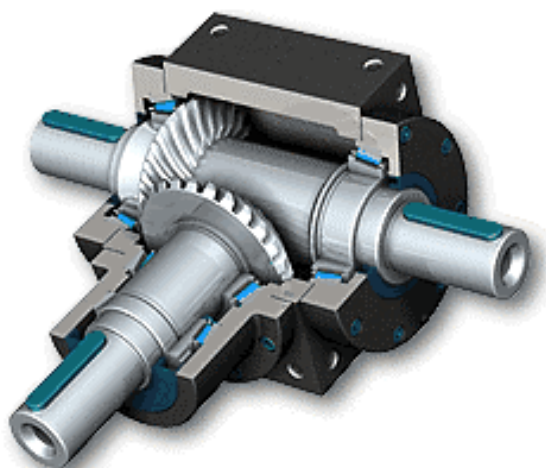
86. ábra Betétedzett acél fogaskerek teherbírásának változása sebességük függvényében

A fogaskerek geometriai adatai, és a fogra ható terhelés ismeretében számítható a fogtő feszültség, az érintkezési feszültség, és méretezhető a fogaskerék berágódásra, vagy kopásra. A sok hatást gyakorló tényező miatt a számítás bonyolult, de szabványosítva van, és a méretezéshez szükséges számítógépi programok rendelkezésre állnak. A fogaskerek anyaga rendszerint acél, bár kis terhelésre készülnek öntöttvas, bronz, műanyag stb. fogaskerek is. A nagy teherbírású acél fogaskereket nemesítik vagy betétedzik. A teherbírás a fogaskerek geometriai méretei mellett függ a kerek kerületi sebességétől is, amint azt a 86. ábra mutatja. Az ábrán az egyes görbék alatti terület jelenti a biztonságos működési tartományt, felettük megjelennek a különböző károsodási folyamatok: 1-kopás, 2-fogtörés, 3-felszíni kifáradás, 4-berágódás. Látható, hogy igen kis sebesség tartományban ( $v < 0,5$  m/s) a teherbírás a kopás (1), igen nagy sebesség tartományban a berágódás (4) korlátozza. A közbenső sebesség tartományban betétedzett kerekeknél a teherbírás a fogtő szilárdság (2), nemesített kerekeknél pedig a felszíni kifáradás (3) határozza meg. A berágódási teherbírás megfelelően adalékolt (EP) kenőolajokkal jelentős mértékben megnövelhető.

## 10.12. Kúpfogaskerekek



87. ábra Kúpfogaskerék pár



88. ábra Kúpkerékes hajtómű

Egymást metsző tengelyek között a hajtás átvihető kúpfogaskerék párral (87. és 88. ábra). A kúp-fogaskerekek osztókúpjukon csúszás nélkül gördülnek le egymáson, áttételük szintén kifejezhető fogszám viszonyukkal, illetve a  $\delta_1$  és  $\delta_2$  osztókúp félszögek szinuszaival arányával:  $i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{\sin \delta_1}{\sin \delta_2}$ .

A tengelyek által bezárt szög:  $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$ . Amennyiben a tengelyek merőlegesek egymásra,  $\Sigma = 90^\circ$ ,  $\text{tg } \delta_1 = 1/i$ ,  $\text{tg } \delta_2 = i$ .

A kúpkerékek geometriai adatainak számítása lényegesen bonyolultabb, mint a hengeres kerekéké, mert egyrészt a modul változhat a kúp hossza mentén, másrészt a jellemző méretek függnek a fogazási eljárástól (pl. Klingelnberg, Oerlikon, Gleason) is, ezért a pontos adatokat a fogazó gépet is figyelembe vevő előírások szerint kell meghatározni.

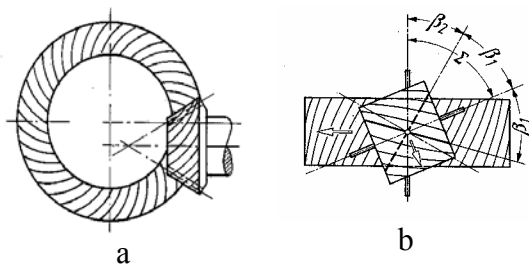
A kúpkerékek kapcsolódási viszonyainak számítására jó közelítéssel használhatók a hengeres kerekékre érvényes összefüggések, ahol a kúpkerékeket közös osztókúp alkotójukra merőleges síkra vetített képelt hengeres kerekékeknek tekintik. A képelt hengeres kerekékek fogszáma:  $z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1$  és  $z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2$ .

A nagyterhelésű kúpfogaskerék párokat rendszerint nem egyenes, hanem ferde vagy ívelt fogazattal készítik, mert ekkor érintkezési viszonyaik lényegesen kedvezőbbek. A fog közep környezetében lokalizált hordkép alakítható ki, és a fogtő szilárdsága is nagyobb.

A kúpkerékek teherbírásának számításakor a foghossz közepén értelmezett középmérvővel számítják a fogazati erőt, és annak komponenseit.

## 10.13. Hipoid fogaskerékpárok

Nagy terhelésű kúpfogaskerék párok helyett használnak hipoid fogaskerék párokat olyan szerkezetekben, ahol nagy teherbírású, kis méretű hajtóművet kell kialakítani (pl. jármű kerékajtások). A hipoid fogaskerékpár hasonlít a kúpkerékpárhoz, de tengelyeik nem metszik egymást, hanem kitérék (88. ábra), ami lehetővé teszi, hogy a kiskeréket mind a két oldalon megcsapágyazzák. A hipoid fogazatú hajtás kis kereke nagyobb és merevebb, mint az azonos méretű kúpkerékpáré, nagyobb a kapcsolószám, egyenletesebb a forgásátvitel, csendesebb a hajtópár.



88. ábra Hipoid fogaskerékpár (a) és csavarkerékpár (b) elrendezése

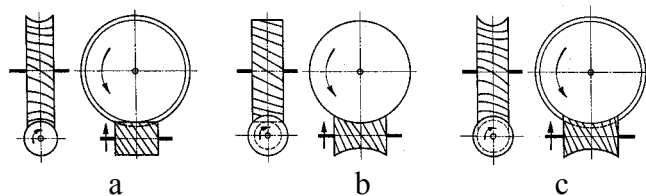
A hipoid kerekek rendszerint ívelt fogazattal készülnek, a fog közepére lokalizált hordképpel, amelynek kiterjedése a terheléssel növekszik. A nagy teherbírás érdekében a fogprofilokat úgy alakítják ki, hogy a terhelés hatására fellépő alakváltozások hatására a hordkép teljes terhelés esetén legyen a legnagyobb. Erre a korszerű gyártási eljárások lehetőséget adnak. A kitérő tengelyrendezés miatt a fogaskerekek kapcsolódásakor nem csak a fog magassága, hanem a foghossz mentén is van csúszás, szemben a hengeres és a kúpkerekkel, ahol csak a fog magasság irányában csúsznak a fogaskerekek egymáson. A foghossz menti csúszás növeli a súrlódási veszteséget, a hajtás hőmérsékletét, és a berágódási veszélyt, de egyúttal csillapító hatása is van, csökkenti a zajszintet. A berágódás megakadályozása érdekében a nagy terhelésű hipoid hajtópárokat különleges adalékokkal (EP) ellátott hajtómű olajokkal kenik (Hipoid olajok).

### Csavarkerékpárok

A csavarkerékpár kitérő tengelyű, ferde fogazatú, hengeres fogaskerékpár (89. ábra), amelyek fogai elméletileg egy pontban érintkeznek. A pontérintkezés miatt nagy a felületi igénybevétel, ami jelentősen korlátozza az átvihető teljesítményt. Ráadásul itt is van csúszás a foghossz mentén, ami növeli a súrlódási veszteséget, a fogazat kopását és melegedését. Ezért a csavarkerékpárt elsősorban, kis teljesítmények mellett, forgásátvitelre használják: pl. gépjármű sebességmérő hajtása, műszer tengelyek forgatása, szerszám gép vezérlő tengelyek forgatása, gépjármű olajszivattyú hajtása.

### 10.14. Csigahajtások

A **csigahajtópárok** szintén kitérő tengelyű fogaskerék-hajtások, ahol a csigakerék és a csiga tengelye rendszerint egymásra merőleges síkban helyezkedik el. Leggyakrabban **hengeres csigákat**, ritkábban **globoid csigákat** használnak (89. ábra). A hengeres csigán az egyenes vagy íveltalkotójú csavarfelületet hengeren alakítják ki, amire két oldalról ráhajol a csigakerék (egyszeresen burkolt csigahajtópár). A globoid csiga esetén a csavarfelületet körgyűrűn alakítják ki, ami a kerület mentén hozzá simul a csigakerékhez, miközben a



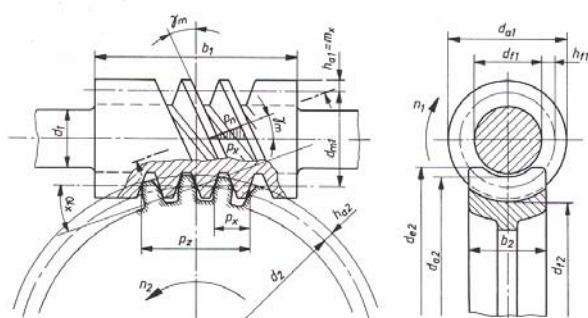
89. ábra Hengeres (a) és globoid (b, c) csigahajtópár

csigakerék kétoldalt ráhajol a csigára (kétszeresen burkolt csiga-hajtópár).

A hengeres csigákat gyakran egyenes vágóélű szerszámmal készítik, ahol a csigamenet profilja a vágóél helyzetétől függően változik (konvolut, evolvens, archimedesi stb. csiga). Készítenek nem egyenes alkotójú hengeres csigákat is, amelyek közül a körív alkotójúak a

legjelentősebbek, mert elősegítik a hidrodinamikai kenésállapot kialakulását, növelik a csigahajtópár teherbírását és hatásfokát.

Készítenek csigát változó menetemelkedéssel is (duplex csiga) pontos mozgás átvitel érdekében, ahol lehetőség van a csiga és csigakerék közötti foghézag beállítására és utánállítására.



90. ábra Hengeres csigahajtópár jellegzetes méretei

A hengeres csigahajtópárok geometriai méreteit (90. ábra) az  $\alpha_o=20^\circ$  alapprofilszög, a  $z_1$  csiga fogsorszám (menet bekezdések száma), a  $q$  átmérő hányados, az  $m$  modul, és a  $z_2$  csigakerék fogsorszám jellemzi.

A csiga közép átmérője:  $d_{m1}=qm$ , fejkör átmérője:  $d_{a1}=d_{m1}+2m$ , lábkör átmérője:  $d_{f1}=d_{m1}-2,5m$ , osztása  $p_x=m\pi$ , menetemelkedése  $p_z=z_1p_x$ , a menetemelkedés szöge  $\gamma_m=\arctg(p_z/d_{m1}\pi)=\arctg(z_1/q)$ .

A csigakerék osztókör átmérője:  $d_2=z_2m$ , fejkör átmérője:  $d_{a1}=d_2+2m$ , lábkör átmérője:  $d_{f1}=d_2-2,5m$ . Csigahajtásoknál is előfordul, hogy  $xm$  profileltolásra szükség

van, ami  $2xm$  értékkel megváltoztatja a csigakerék fejkör és lábkör átmérőjét, de a csigáét nem ( $d_{a2}=d_2+2m+2xm$ ,  $d_{f2}=d_2-2,5m+2xm$ )

A csigahajtópár áttétele:  $i=z_2/z_1$ , tengelytávolsága  $a=(d_{m1}+d_2)/2+xm$ .

A csigahajtópár érintkezési felületén igen nagy relatív csúszás alakul ki, ezért nagy a súrlódási veszteség (kicsi a hatásfok) és a kopás, különösen nagy áttétel (kis menetemelkedés) esetén.

A csigahajtópár hatásfoka, ha a csiga hajt:  $\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma_m}{\operatorname{tg}(\gamma_m + \rho')}$ , ha a csigakerék hajt:

$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\gamma_m - \rho')}{\operatorname{tg}(\gamma_m)}$ , ahol  $\rho' = \arctg \frac{\mu}{\cos \alpha_n}$  a fogsúrlódás látszólagos félkúpszöge,  $\alpha_n$  a

kapcsolószög a normál metszetben (rendszerint a normálmetszeti kapcsolószög megegyezik a szerszám kapcsolószöggel  $\alpha_n=\alpha_o$ , amit célszerű  $20^\circ$ -ra választani). Önzáró a csigahajtás, ha  $\gamma_m < \rho'$ .

A csigán bemenő teljesítményből meghatározható a csigát terhelő kerületi erő  $F_1=2P_1/\omega_1 d_{m1}$  (a fogazati erő tangenciális komponense), az axiális erő  $F_{a1}=F_1/\operatorname{tg}(\gamma+\rho')$ , és radiális erő

$F_{r1} = F_1 \frac{\cos \rho' \operatorname{tg} \alpha_n}{\sin(\gamma_m + \rho')}$ . A csigakerékre ható fogazati erő komponensek: kerületi erő:  $F_2=F_{a1}$ ,

radiális erő:  $F_{r2}=F_{r1}$ , axiális erő:  $F_{a2}=F_1$ . Ezeket az erő összetevőket felhasználva meghatározhatók a csiga és a csigakerék csapágyait terhelő erők, és számítható a tengelyek hajlító igénybevétele.

A csigahajtópár teherbírását a felszíni teherbírás, a fogtő szilárdság, a kopás, a melegedés, vagy a csiga lehajlás korlátozza, amelyekkel szembeni biztonsági tényezők nagyságának számítására különböző eljárások állnak rendelkezésre.

Annak érdekében, hogy a fogkapcsolósnál kedvezőek legyenek a siklasi tulajdonságok (kicsi legyen a fogsúrlódási tényező) a csigakerékeket rendszerint bronzból, a csigákat pedig edzett acélból készítik, és meneteit köszörülik. Kisebb követelmények esetén a csigakerékeket öntöttvasból, alumíniumbronzból, poliamidból stb. gyártják.

A fogkapcsolatban kialakuló nagy csúszás és súrlódási veszteség miatt gondoskodni kell a csigahajtások hatékony kenéséről, esetleg hűtéséről is. A kenésre nagy viszkozitású, súrlódás- és kopás csökkentő adalékkal ellátott kenőolajokat használnak. A kisebb csigahajtóművek merülő olajozással, a nagyobbak szivattyús olajozással készülnek. Az alsócsigás hajtóművek kenése kedvezőbb, mint a felső vagy oldalsó csigás hajtásoké.

A merülő olajozású hajtásokat a csiga tengelyére erősített ventilátorral, vagy az olajtérbe épített vízhűtővel hűtik. Szivattyús olajozás esetén a hajtóműből a hő egy részét a keringő olaj elviszi a külső kenőrendszerbe, ahol az olajat visszahűtik.

A csigahajtásokat rendszerint nagy áttételek megvalósítására használják, gyakran olyan szerkezetben, ahol önzárásra van szükség, és nem folyamatos az üzemelés. Zajszintje alacsony, ezért kiválóan használható zárt térben elhelyezett gépek meghajtására is. Gyakran használnak csigahajtásokat ritkán üzemelő berendezések, pl. nagyméretű csapok, tolózárak, zsilipek, kapuk működtetésére, öntőüstök billentésére, emelő berendezések, sajtoló berendezések meghajtására.