

HAJTÁSOK

GÉP: mechanikai elven működő eszköz az anyag vagy energia formájának, tulajdonságainak, jellemzőinek, helyzetének tervszerű átalakítására, megváltoztatására.

Erőgép: Energia átalakító, a munkagép működtetéséhez szükséges energiát hozza létre (villamos, hidraulikus, pneumatikus mechanikus energiát)

Munkagép: Az anyag vagy energia tervszerű átalakítását végző, a terméket létrehozó eszköz: pl. emelő, szállító, háztartási, iroda, földmunka gép, megmunkáló gép, betakarító gép, keverőgép, malom, koptatógép, permetező gép

Hajtás: Az energiát továbbítja az erőgéptől a munkagéphez, miközben annak jellemzőit a munkagép igényeinek megfelelően átalakítja.

A hajtások feladata: az erőgép és a munkagép üzemi jellemzőinek összehangolása, az energia továbbítása.

Hajtások:

Villamos hajtások

Hidraulikus hajtások

Mechanikus hajtások

Pneumatikus hajtások

Villamos hajtások

Szivattyúk, villamos hajtások csúszógyűrűs aszinkron motorokkal (www.vhj.hu)

Hengermű, szabályozott villamos hajtások külsőgerjesztésű egyenáramú motorokkal (www.vhj.hu)

Pekingi Óriáskerék 2008. hidrosztatikus hajtás, dörzshajtás

Pneumatikus hajtás: kézi szerszámok (csavarhúzó, léghalvány, köszörű), adagoló, kiszolgáló, működtető egységek stb. A forgó légmotorokkal hajtásnál gyakran mechanikus hajtásokat használnak a fordulatszám csökkentésére és a nyomaték növelésére. A közvetlen pneumatikus hajtás rendszerint pneumatikus működtetés, forgató vagy haladó mozgású munkahengerekkel

Mechanikus hajtások

A leggyakrabban a mechanikus hajtásokat használják, amelyeket a legkülönbözőbb motorokhoz csatlakoztatják a nyomaték és a fordulatszám átalakításához.

A mechanikus hajtások kiválasztása előtt, vagy azzal együtt kell dönteni a motor választásáról, de ehhez ismerni kell a munkagépet, annak jellemzőit:

- Teljesítmény
- Fordulatszám,sebesség
- Nyomaték, erő.
- Mozgásviszonyokat
- Karakterisztikákat

Munkagépek

A munkagépek csoportosítása:

Mozgásforma szerint:

- haladó mozgású (pl. fűrész, szita, szán stb.)
- forgó mozgású (generátor, örvényszivattyú, ventilátor, hengermű hengere),
- folyamatos mozgású
- szakaszos mozgású (szita, keretes fűrész, reverzáló henger, jármű)
- állandó sebességű (szellőző ventilátor, óramű)
- változó sebességű (tekerceselő, jármű, forgácsoló gép, emelőgép)

Terhelési viszonyok szerint:

- állandó terhelésű (kanalas kotró, ventilátor)
- változó terhelésű. (jármű, emelőgép, forgácsoló gép)

Teljesítmény igény szerint:

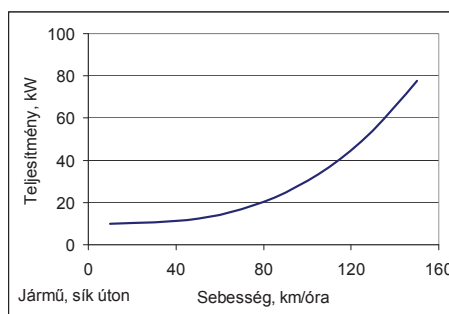
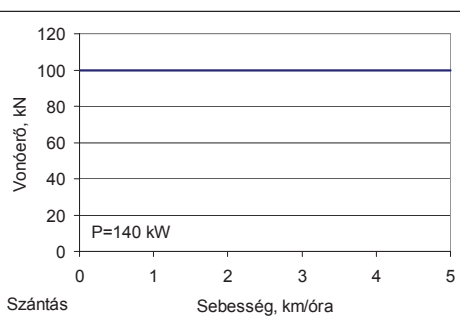
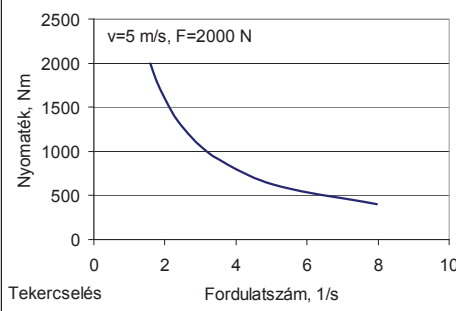
- állandó teljesítményű (szivattyú, ventilátor)
- változó vagy szakaszos teljesítményű (jármű, emelőgép, hengermű).

Munkagépek

Rendkívül sokfélék.

Hajtásuk kiválasztásához jelleggörbéjük ismerete szükséges.

A munkagép jelleggörbéik



Motorok

Erőgépek jellemzői: Energiafajta szerint:

villamos motorok, belsőégésű motorok,
hidromotorok, légmotorok,
szélmotorok, gőzturbinák
gázturbinák, víturbinák
emberi izomerő, állati erő stb.

Mozgásforma szerint:

- forgó motorok (villamos motorok, szélkerekek, turbinák, belsőégésű motorok)
- lineáris motorok (ütőhengerek, munkahengerek, lineáris villamos motorok, elektromágnesek)

Mozgás időtartama szerint:

- folyamatos mozgású motorok (villamos motorok, belsőégésű motorok, turbinák)
- szakaszos mozgású motorok (munkahengerek, ütőhengerek, lengő motorok)

Motorok

Villamos motorok. A legelterjedtebbek. Sokféle csoportosítás

Váltóáramú és egyenáramú motorok.

Nagyfeszültségű, normál feszültségű és törpefeszültségű motorok

Váltóáramú motorok

Aszinkron motorok.

Rövidre zárt forgórészsel. Közel állandó fordulatszám. Indítási nehézségek. Csillag/delta kapcsolás. Elektronikus indítás. Ma már igen nagy teljesítményekig is.

Fordulatszám szabályozáshoz: Csúszógyűrűs motorok. Dahlander motorok. Frekvencia váltó

Egyenáramú motorok

Soros, párhuzamos és vegyes gerjesztésű motorok. Különböző jelleggörbék, egyszerű fordulatszám szabályozás.

Léptető motorok

Tárcsás motorok

Lineáris motorok

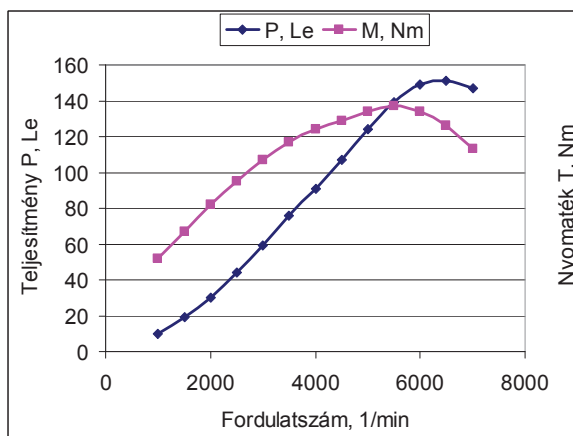
Belsőégésű motorok

Nagy teljesítmény sűrűség, magas zajszint, környezet károsítás, füstgáz gondot okoz (zárt térben), fordulatszám szabályozási gondok.

Benzin üzemű motorok (kisebb teljesítmény, nagyobb fordulatszám)

Dízel üzemű motorok (nagyobb teljesítmény, kisebb fordulatszám, jobb hatásfok, gazdaságosabb üzem)

Egy benzin motor jelleggörbéi



Motorok

A motorok kiválasztási szempontjai:

- 1 Energiaforrás
- 2 Munkagép jellemzői, karakterisztika, biztonság
- 3 Üzemi körülmények: szabadban, zárt térben, világűrben, tiszta szobában, műtőben,
- 4 Környezeti hatások: hideg, meleg, szennyezés, sugárzás
- 5 Gazdaságosság.

Villamos motor ha van hálózat. Egyen és váltóáramú motor, szabályozás.

Belsőégésű motor, ha nincs villamos hálózat, vagy mobil a szerkezet. Belső térben nem: zajos, füstgáz.....

Hidromotor, ha van hidraulikus energia (traktorok, szerszámgépek, útépitőgépek), vagy szükség van hidraulikus hajtásra.

Légmotor: van sűrített levegő, nagy sebesség (köszörűk), nyomaték határolás

MECHANIKUS HAJTÁSOK

Kinematikai hajtás: pontos mozgás átvitel (mérőgépek, szerszámgépek, robotok, antennák, csillagászati teleszkópok, távcsövek)

Teljesítmény hajtás: nyomaték, teljesítmény továbbítása

Állíthatóság szerint: állandó vagy változtatható áttételű hajtások.

Energiafajta szerint: mechanikus hajtások, villamos hajtások, hidraulikus hajtások, pneumatikus hajtások.

Mechanikus hajtások jellemzői: nagy teljesítmény, nagy áttétel, nagy nyomaték, kedvező hatásfok, lehet játégmentes, pontos, önzáró, gyakran gazdaságos.

A villamos hajtás előnyösebb, ahol változó sebesség, szabályozás, automatikus, intelligens működtetés, csendes, egyenletes hajtást kell.

A hidrosztatikus hajtás előnyösebb, ha nagy erő, változó sebesség, változó mozgás irány, csillapítás, nagy teljesítmény sűrűség, automatikus működtetés, túlterhelés elleni védelem kell.

A pneumatikus hajtások: gyors mozgás, nagy fordulatszám, túlterhelés védelem, egyszerre több munkagép meghajtása, környezet szennyezés elkerülése.

MECHANIKUS HAJTÁSOK

Az erőátvitel módja szerint: **erővel záró** hajtások (pl. szíjhajtás, dörzshajtás, kötélhajtás, acélszalag hajtás), **alakkal záró** hajtások (pl. fogaskerék-hajtás, lánc-hajtás, csavarorsós hajtás, váltópályás mozgató).

Az áttétel szerint:

állandó áttételű hajtás (pl. fogaskerék-hajtás, szíjhajtás) és **változó áttételű** hajtás (pl. ovális fogaskerék-hajtás, forgattyús hajtás, kulisszas hajtás),

változtatható áttételű hajtás: **választható áttételű** hajtások (pl. váltóművek, sebességváltók), **fokozat nélkül állítható áttételű** hajtások (pl. dörzsvariátorok, szíjas variátorok)

A mozgás lefutása szerint: **folyamatos** hajtás (pl. fogaskerék-hajtás, szíjhajtás, forgattyús hajtás) **szakaszos** hajtás (pl. kilincsmű, váltópálya, máltai kereszt).

Szerkezeti kialakítás szerint a hajtások rendkívül sokfélék: fogaskerekes hajtások, vonóelemes hajtások, forgattyús hajtások, karos hajtások, bűtykös hajtások, kilincsművek, máltai kereszt hajtás stb.

MECHANIKUS HAJTÁSOK

Fontosabb mechanikus hajtások jellemzői (Niemann)

Hajtás típus	P_{\max} kW	i_{\max}	v_{\max} m/s	η_{\max} %	$(G/P)_{\min}$ kg/kW
Hengeres fogaskerék	3000	8	50	99	0,4
Fogaskerék bolygómű	2000	13	50	99	0,2
Kúp fogaskerék	500	5	40	98	0,6
Hipoid	300	8	30	85	0,7
Csiga	120	50	25	97	0,2
Lánc	200	6	10	98	6
Lapos szíj	150	5	60	98	1,5
Ékszíj	100	8	25	94	1
Fogasszíj	100	8	40	98	1
Dörzs	25	6	25	98	8

FOGASKERÉK HAJTÁSOK

Fogaskerék hajtások

A gépészeti gyakorlatban legelterjedtebb hajtástípus
Egy német felmérés szerint az állandó áttételű hajtások közül:

- hengeres fogaskerék-hajtás 47 %,
- kúpkerék hajtás 14 %,
- csigahajtás 13 %,
- bolygómű 10%,
- lánc-hajtások 12 %,
- szíjhajtások 3 %,
- dörzshajtások 1 %.

A bolygóművek az utóbbi években egyre szélesebb körben terjednek, részarányuk a fenténél lényegesen magasabb

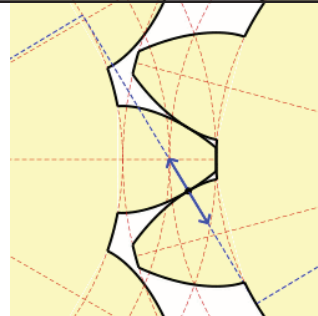
FOGASKERÉK HAJTÁSOK

Fogaskerék hajtások csoportosítása:

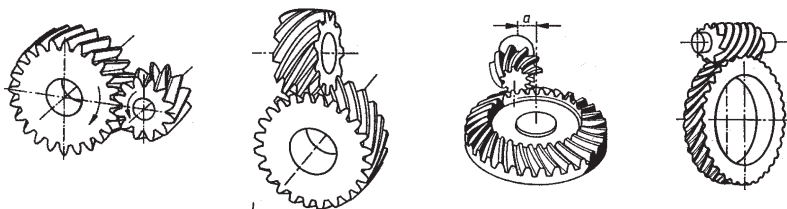
Fogprofil kialakítása szerint: evolvens profilú, körív profilú, ciklois profilú stb. hajtások,

A fogirány szerint: egyenes fogazatú, ferde fogazatú, ívelt fogazatú, nyíl fogazatú stb. hajtások.

Tengely elrendezés szerint: **párhuzamos tengelyű** hajtások (pl. hengereskerék-hajtás), **metsző tengelyű** hajtások (pl. kúpkerék hajtás), **kitérő tengelyű** hajtások (pl. csavarkerék-hajtás, csigahajtás, hipoid hajtás, toroid hajtás, spiroid hajtás, helikoid hajtás), **egy egyenesbe eső tengelyű** hajtások (pl. bolygóművek, hullámhajtóművek, ciklo-hajtóművek)

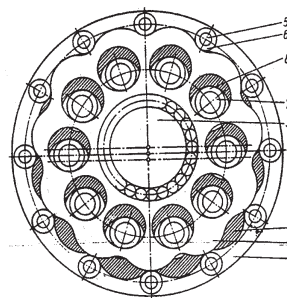


FOGASKERÉK HAJTÁSOK



Leggyakoribb a **hengeres fogaskerék**hajtás, mert

- nagy teljesítmény átvitelére alkalmas,
- jó a hatásfoka,
- több lépcsőben nagy áttétel valósítható meg,
- helyigénye viszonylag kicsi,
- nagy sebességekre is használható,
- viszonylag egyszerűen és pontosan gyártható.



HAJTÁSOK KIVÁLASZTÁSA

Más hajtást választanak, ha:

- Kis helyen nagy áttételt kell megvalósítani: csigahajtás, bolygómű, hullámhajtómű, ciklohajtómű,
- csökkenteni kell a helyigényt: bolygómű, ciklohajtómű,
- nem párhuzamosak a tengelyek: kúpkerek-, hipoidkerék-, csavarkerék-hajtás,
- nagy a tengelytávolság: lánc- vagy szíjhajtás,
- nagy a sebesség: lapos szíjhajtás.
- csendes üzem szükséges: szíjhajtás, dörzshajtás,
- pontos helyzetbe kell állítani: nagy pontosságú, kis foghézagú bolygómű, előfeszített bolygómű, ciklohajtómű, előfeszített hullámhajtómű, hézagmentes csigahajtás, spiroidhajtás.

NAGY TEHERBÍRÁSÚ MECHANIKUS HAJTÁSOK

NAGY TEHERBÍRÁSÚ MECHANIKUS HAJTÁSOK

Az egyre nagyobb követelmények:

- a nagy teljesítmény sűrűség,
- a jó hatásfok,
- a nagy áttétel,
- fokozott pontosság.

Teherbírás növelését az elemek szilárdsága korlátozza.

1 Teherbírás növelés:Fogaskerékajtásnál: a fogtő szilárdság, a fogfelszín szilárdság, a kopás, a berágódási teherbírás. Növelés: anyag, hőkezelés, szerkezeti kialakítás, kenés.

2 A terhelés átadásában egyidejűleg résztvevő elemek számának növelése. (pl. a kapcsolószám növelése, lánckerék fogsza szám növelése).

Fogprofil korlátoz: evolvens profil, ciklois profil (ciklo-hajtómű)

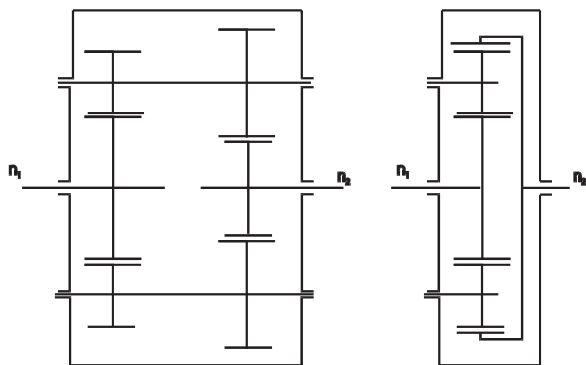
Más szerkezeti kialakítás (Hullámhajtómű)

Teljesítmény elágaztatás

Többsoros lánc, több ékszíj, PolyV szíj, fogaskerék hajtás elágaztatás.

TELJESÍTMÉNY ELÁGAZTATÁS FOGASKERÉK HAJTÁSBAN

Szimmetrikus elrendezés, egy egyenesbe eső be és kihajtás mellett a teljesítmény elágaztatás a fogaskerék hajtás, dörzskerék hajtás esetén egyszerű. Bolygómű kialakítására van lehetőség



BOLYGÓMŰVEK

BOLYGÓMŰVEK

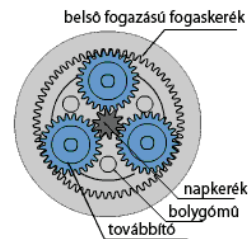
Rendszerint teljesítmény megosztással működő, egy egyenesbe eső be- és kihajtó tengellyel készülő fogaskerék (vagy dörzs-) hajtások, amelyekben bolygó mozgást végző fogaskerek is lehetnek.

Előnyök:

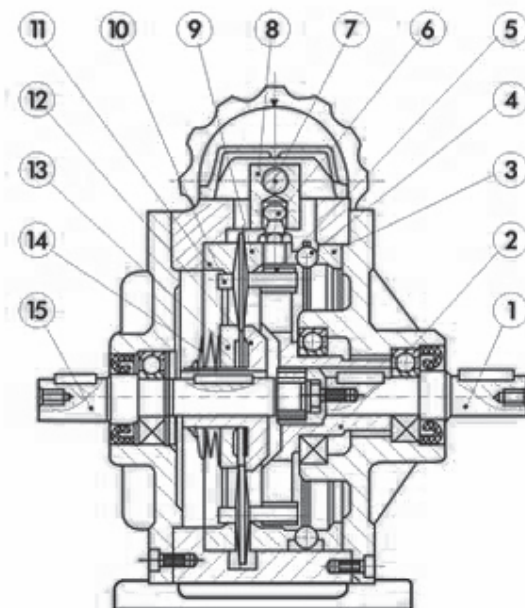
kis méret, tömör, szimmetrikus szerkezet,
nagy teljesítmény sűrűség,
megfelelő üzemállapotban jó hatásfok,
teljesítmény összegezés, megosztás lehetősége,
több áttétel szerkezeti változtatás nélkül.

Hátrányok:

bonyolultabb szerkezeti kialakítás,
pontosabb gyártást és szerelést igényel, (esetleg terhelés kiegyenlítésről gondoskodni kell),
költséges.



DÖRZSBOLYGÓMŰ (VARAIÁTOR)

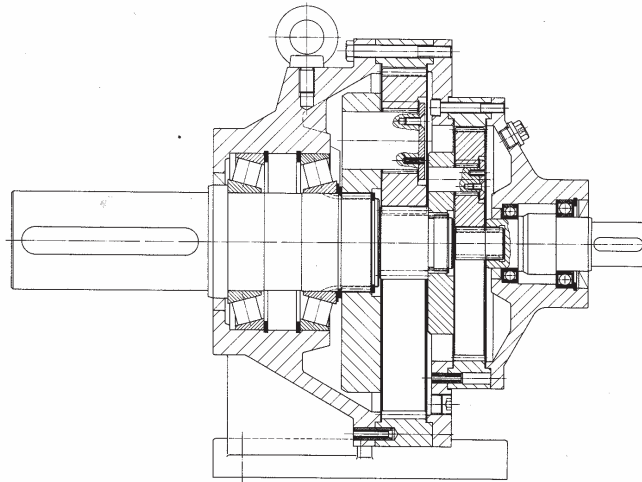


BOLYGÓMŰVEK

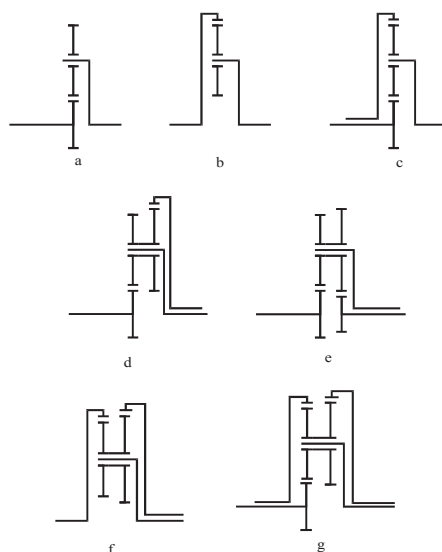
Fogaskerék bolygóművek

Bolygómű elemei:
 gyűrűkerék (4),
 bolygókerékek (3),
 kar (k)
 napkerék (2),.

Kétlépcsős
 bolygómű



BOLYGÓMŰVEK



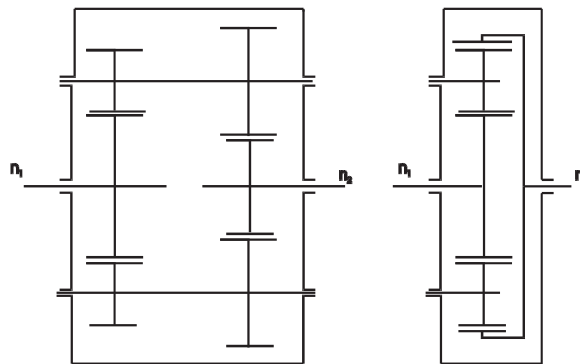
- a - elemi K bolygómű
- b - elemi B bolygómű
- c - egyszerű KB bolygómű
- d - K+B bolygómű
- e - K+K bolygómű
- f - B+B bolygómű
- g - KB+B bolygómű

Ezek összekapcsolásával
 összetett, többkarú
 bolygóművek.

Különleges bolygóművek
 (pl. segéd bolygókerékes)

BOLYGÓMŰVEK MOZGÁSVISZONYAI

A bolygómu működését döntően meghatározza mozgásviszonya, ami attól függ, hogy a be és kihajtó elemek milyen sebességgel forognak. Szemléletesen bemutatható a mozgásviszony a KUTZBACH-féle sebességábrán.



BOLYGÓMŰVEK MOZGÁSVISZONYAI

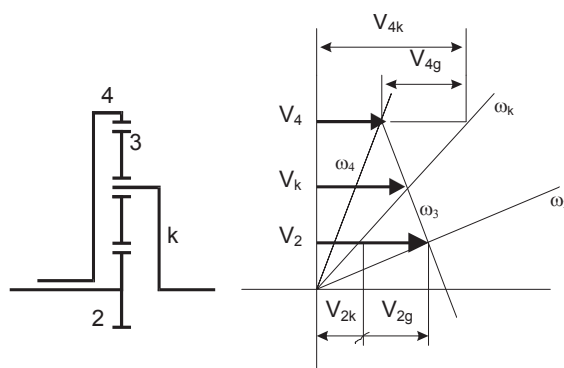
KB bolygómu sebességábrája.

Két-szabadságfokú üzemállapot.

A fogaskerekek kerületi sebessége két részre bontható:

Kar (szállító) sebességre

Gördülő sebességre



$$v_2 = v_{2k} + v_{2g}$$

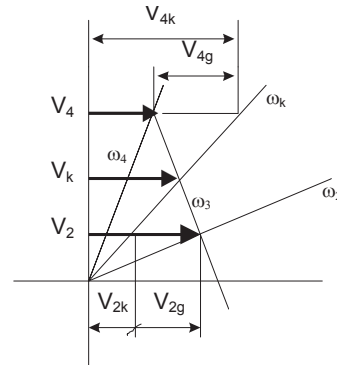
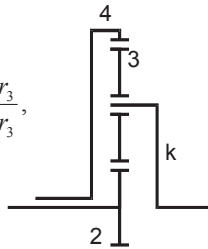
$$v_4 = v_{4k} + v_{4g}$$

$$v_2 = r_2 \omega_2 \quad v_{2g} = r_2 (\omega_2 - \omega_k) \quad v_{2k} = r_2 \omega_k$$

BOLYGÓMŰVEK MOZGÁSVISZONYAI

Az ábra alapján felírható a gördülő sebességek aránya:

$$\frac{v_{4g}}{v_{2g}} = -\frac{r_4(\omega_4 - \omega_k)}{r_2(\omega_2 - \omega_k)} = \frac{r_3}{r_3}$$



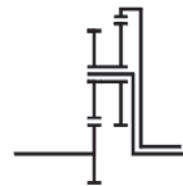
Ebből kifejezhető a szögsebességek közötti kapcsolat:

$$\omega_4 = \left(1 + \frac{r_2}{r_4}\right) \omega_k - \frac{r_2}{r_4} \omega_2$$

BOLYGÓMŰVEK MOZGÁSVISZONYAI

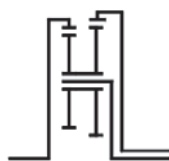
A K+B bolygóműre is hasonló módon felrajzolható a sebességábra, és levezethető a szögsebességek közötti kapcsolat:

$$\omega_{4'} = \left(1 + \frac{r_2 r_{3'}}{r_3 r_{4'}}\right) \omega_k - \frac{r_2 r_{3'}}{r_3 r_{4'}} \omega_2$$

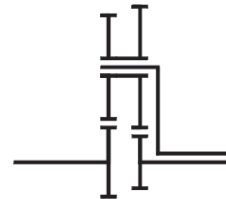


Látható, hogy csak a sugarak aránya változik, a szögsebesség egyenlet alakja nem.

A K+K és B+B bolygóműre elvégezve a levezetést hasonló alakú egyenlet jön létre. Ezért általánosságban írható:



$$\omega_4 = \left(1 - \frac{1}{i_b}\right) \omega_k + \frac{1}{i_b} \omega_2$$



BOLYGÓMŰVEK MOZGÁSVISZONYAI

Az egyenletben az i_b a bolygómű belső áttétele, az áthajtómű üzemállapothoz (amikor $\omega_k=0$) tartozó áttétel, ha a napkerék hajt be, és a gyűrűkerék hajt ki.

Az egyes bolygóművek belső áttétele:

Bolygómű	KB	K+B	K+K	B+B
$i_b =$	$-\frac{r_4}{r_2}$	$-\frac{r_4 \cdot r_3}{r_3 \cdot r_2}$	$\frac{r_2 \cdot r_3}{r_3 \cdot r_2}$	$\frac{r_4 \cdot r_3}{r_3 \cdot r_4}$

A mozgásegyenletből felírható a bolygómű valamennyi egy szabadságfokú üzemállapothoz tartozó áttétele (összesen 6). A hetedik áttétel 1 (tengelykapcsoló üzemállapot).

$$\omega_4 = \left(1 - \frac{1}{i_b}\right) \omega_k + \frac{1}{i_b} \omega_2 \quad i_{beki}^{áll} = \frac{\omega_{be}}{\omega_{ki}} \quad \text{Például: } i_{2k}^4 = \frac{\omega_2}{\omega_k} \Big|_{\omega_4=0} = \frac{1 - \frac{1}{i_b}}{-\frac{1}{i_b}} = 1 - i_b$$

BOLYGÓMŰVEK MOZGÁSVISZONYAI

A KB bolygómű áttételeinek számítására szolgáló összefüggések

Behajtó elem	2	k	4	k	2	4
Kihajtó elem	k	2	k	4	4	2
Álló elem	4	4	2	2	k	k
Áttétel	$i_{2k}^4 = 1 - i_b$	$i_{k2}^4 = \frac{1}{1 - i_b}$	$i_{4k}^2 = \frac{i_b - 1}{i_b}$	$i_{k4}^2 = \frac{i_b}{i_b - 1}$	$i_{24}^k = i_b$	$i_{42}^k = \frac{1}{i_b}$

A KB és a K+B bolygóművek áttételét az i_b korlátozza (a szomszédsági feltétel miatt, ha $N \geq 3$, a bolygókerekek összeérhetnek bizonyos z_4/z_2 fogszámviszony felett).

A KB bolygómű belső áttételének megvalósítható legnagyobb abszolút értéke, ha $N=3$ kb. 10.11 a fogmagasságtól függően

A KB bolygómű áttételeinek számítására szolgáló összefüggések

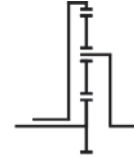
Behajtó elem	2	k	4	k	2	4
Kihajtó elem	k	2	k	4	4	2
Álló elem	4	4	2	2	k	k
Áttétel	$i_{2k}^4 = 1 - i_b$	$i_{k2}^4 = \frac{1}{1 - i_b}$	$i_{4k}^2 = \frac{i_b - 1}{i_b}$	$i_{k4}^2 = \frac{i_b}{i_b - 1}$	$i_{24}^k = i_b$	$i_{42}^k = \frac{1}{i_b}$

Pl. $z_2=30, z_3=120, z_4=270. i_b=-270/30=-9$, Ebben az esetben a bolygómű áttételei a különböző egy-szabadságfokú üzemiállapotban a következő értékeket veszik fel:

$$i_{2k}^4 = 1 + 9 = 10, \quad i_{k2}^4 = \frac{1}{1 + 9} = 0,1, \quad i_{4k}^2 = \frac{-9 - 1}{-9} = 1,11$$

$$i_{k4}^2 = \frac{-9}{-9 - 1} = 0,9 \quad i_{24}^k = -9, \quad i_{42}^k = -0,11$$

K+K és B+B bolygóműveknél i_b pozitív, ezért nincs korlát, az áttétel elméletileg igen nagy lehet, de a fogterhelés, a hatások és a beékelődés korlátot szab.



BOLYGÓMŰVEK MOZGÁSVISZONYAI

Pl. K+K bolygómű esetén

$$z_2 = 49, \quad z_3 = 50, \quad z_{2'} = 50, \quad z_{3'} = 51,$$

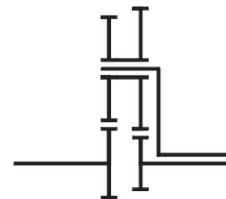
$$i_b = \frac{r_2 \cdot r_3}{r_3 \cdot r_2} = \frac{z_2 \cdot z_3}{z_3 \cdot z_2} = \frac{50 \cdot 50}{51 \cdot 49} = 1,004001$$

Gyorsító hajtás:

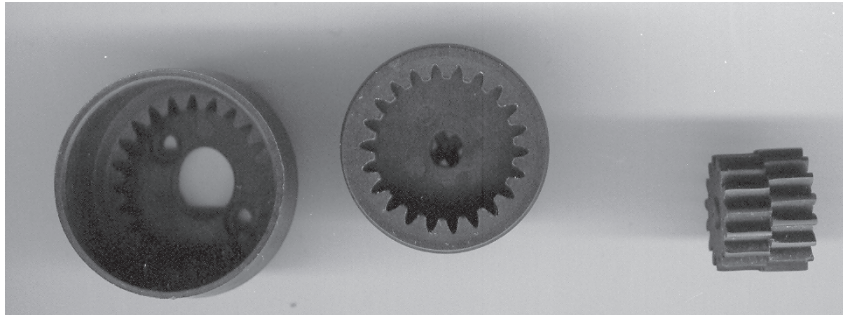
$$i_{2k}^{2'} = 1 - i_b = 1 - \frac{50 \cdot 50}{51 \cdot 49} = \frac{51 \cdot 49 - 50 \cdot 50}{51 \cdot 49} = -0,0004001$$

Lassító hajtás

$$i_{k2}^{2'} = \frac{1}{1 - i_b} = \frac{1}{1 - \frac{50 \cdot 50}{51 \cdot 49}} = \frac{51 \cdot 49}{51 \cdot 49 - 50 \cdot 50} = -2499$$



BOLYGÓMŰVEK MOZGÁSVISZONYAI



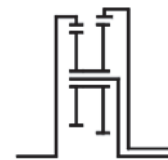
Pl. B+B bolygómű esetén: $z_4=22$, $z_3=15$, $z_3=16$, $z_4=23$

Lassító hajtás

$$i_b = \frac{23 \cdot 15}{16 \cdot 22} = 1,02029 \quad i_{k4'}^4 = \frac{1}{1 - i_b} = -49,2857$$

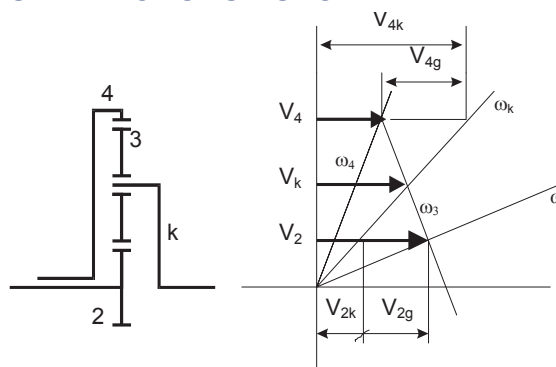
Gyorsító hajtás:

$$i_{4'k}^4 = 1 - i_b = -0,02029$$



BOLYGÓMŰVEK MOZGÁSVISZONYAI

A bolygókerék karhoz viszonyított szögsebességére is szükség van. Az ábra alapján, az előjeleket is figyelembe véve gördülő sebességek két oldalról is felírhatók:

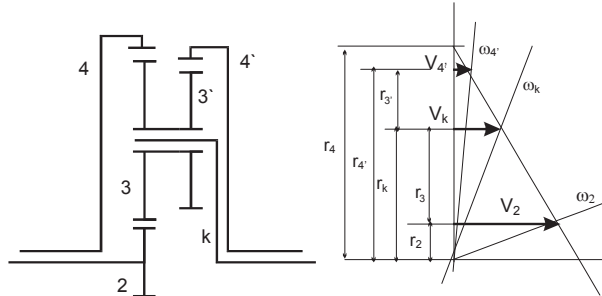


$$-r_3 \omega_{3k} = r_2 (\omega_2 - \omega_k), \quad r_3 \omega_{3k} = r_4 (\omega_4 - \omega_k)$$

$$\omega_{3k} = -\frac{r_2}{r_3} (\omega_2 - \omega_k) = \frac{r_4}{r_3} (\omega_4 - \omega_k)$$

BOLYGÓMŰVEK MOZGÁSVISZONYAI

A KB+B típusú (Wolfram)
bolygómu
mozgásegyenlete is
felírható a KB és a K+B
bolygómu rész
mozgásegyenletét
felhasználva, de nagyon
bonyolult az
összefüggés. Egyszerűbb
az áttételt egy
szabadságfokú
üzemállapotra a
sebességábrából felírni:



$$\frac{v_2}{v_{4'}} = \frac{r_2 \omega_2}{r_{4'} \omega_{4'}} = \frac{2r_3}{r_3 - r_{3'}} \quad i_{24'}^4 = \frac{\omega_2}{\omega_{4'}} = \frac{2r_3 r_{4'}}{r_2 (r_3 - r_{3'})}$$

BOLYGÓMŰVEK MOZGÁSVISZONYAI

$$i_{24'}^4 = \frac{\omega_2}{\omega_{4'}} = \frac{2r_3 r_{4'}}{r_2 (r_3 - r_{3'})}$$

A KB+B típusú bolygómu szintén alkalmas nagy áttételek megvalósítására, ha a bolygókerek fogszaám különbsége kicsi. Pl.

$$z_2 = 30, \quad z_3 = 120, \quad z_4 = 270, \quad z_{3'} = 117, \quad z_{4'} = 267$$

$$i_{24'}^4 = \frac{2r_3 r_{4'}}{r_2 (r_3 - r_{3'})} = \frac{2 \cdot 120 \cdot 267}{30 \cdot (120 - 117)} = 712$$

A KB+B bolygómu áttétele egy-szabadságfokú rész-bolygómuvek áttételének szorzataként is számítható. Pl. a fenti példában levő üzemállapotban a KB+B olyan bolygómuvek tekinthető, amelyben egy B+B bolygómuvet a KB bolygómu karja hajt meg. Vagyis

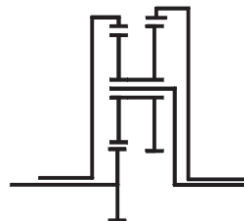
$$i_{24'}^4 = i_{2k}^4 \Big|_{KB} \cdot i_{k4'}^4 \Big|_{BB}$$

BOLYGÓMŰVEK MOZGÁSVISZONYAI

$$i_{24}^4 = i_{2k}^4 \Big|_{KB} \cdot i_{k4'}^4 \Big|_{BB}$$

A KB bolygómű áttétele, miután a belső áttétel:

$$i_{bKB} = -\frac{270}{30} = -9, \quad i_{2k}^4 = 1 - i_{bKB} = 10$$



A BB bolygómű áttétele a belső áttétel kiszámítása után:

$$i_{bBB} = \frac{z_4 \cdot z_3}{z_3 \cdot z_4} = \frac{267 \cdot 120}{117 \cdot 270} = 1,014245, \quad i_{k4'}^4 = \frac{i_b}{i_b - 1} = \frac{1,014245}{1,014245 - 1} = 71,2$$

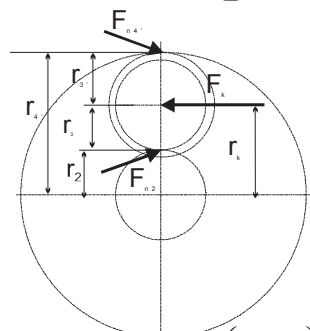
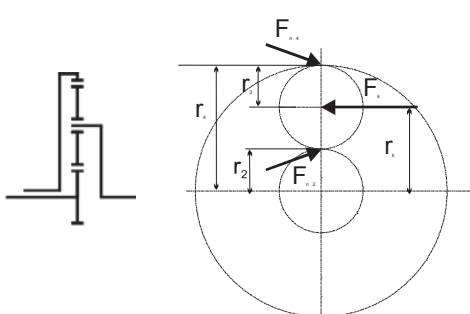
A KB+B bolygómű áttétele

$$i_{24}^4 = 10 \cdot 71,2 = 712$$

Nagyon gondosan ügyelni kell arra, hogy a bolygómű részek üzemállapotát helyesen állapítsák meg

BOLYGÓMŰVEK ERŐJÁTÉKA

A KB és a K+B bolygóműben a bolygókerékre ható erők:



$$F_k = F_2 + F_4 = 2F_2 \quad F_2 r_3 = F_4 r_3, \quad F_k = F_2 + F_4 = F_2 \left(1 + \frac{r_3}{r_3'} \right)$$

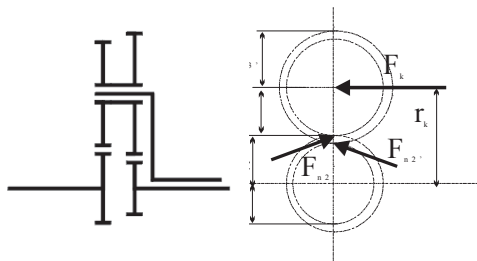
A bolygókerékre radiális irányú erőkomponensek is hatnak, amelyek a KB bolygóműnél kiegyenlítik egymást, a K+B bolygóműnél nem, mert nincsenek egy síkban

BOLYGÓMŰVEK ERŐJÁTÉKA

$$F_2 = \frac{P_2}{r_2 \omega_2}, \quad F_{r2} = F_2 \tan \alpha_{w23}$$

A K+K bolygóműben fellépő fogazati erő komponensek hasonlóan számíthatók:

$$F_2 r_2 = F_2' r_2', \quad F_k = F_2 \left(1 - \frac{r_2'}{r_2} \right)$$



Ez a számítás nem pontos, nem veszi figyelembe a fogfelületen ébredő súrlódást. Ezért pontosabban számíthatók a fogazati erő komponensek az egyes elemekre ható csavaró nyomatékokból. KB és K+B bolygóműveknél a hiba nagyon kicsi, de a nagy áttételű K+K és B+B elemeket tartalmazó bolygóműveknél nagy lehet.

BOLYGÓMŰVEK ERŐJÁTÉKA

Nyomatékok számítása KB bolygóműre:

A nyomatéki egyensúlyi egyenlet:

$$T_2 + T_4 + T_k = 0$$

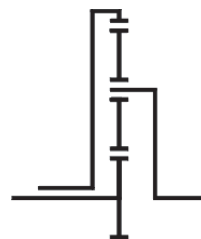
A gördülő teljesítmények egyensúlya, ha a **napkerék hajt** be:

$$P_{4g} = -P_{2g} \eta_g \quad \text{ahol a fogsúrlódást figyelembe vevő gördülő hatásfok} \quad \eta_g = \eta_{23} \eta_{34}$$

$$P_g = T \omega_g \quad \text{gördülő teljesítmény összefüggését felhasználva felírható a nyomatékok közötti összefüggés:}$$

$$T_4 \omega_{4g} = -T_2 \omega_{2g} \eta_g, \quad T_4 = -T_2 \frac{\omega_{2g}}{\omega_{4g}} \eta_g = -T_2 i_b \eta_g$$

$$T_k = -T_2 - T_4 = -T_2 (1 - i_b \eta_g)$$



BOLYGÓMŰVEK ERŐJÁTÉKA

Ha a teljesítmény áramlás iránya változik, megváltozik a nyomatékok közötti összefüggés is. Amikor a **gyűrűkerék hajt** be:

$$P_{2g} = -P_{4g}\eta_g \quad T_2\omega_{2g} = -T_4\omega_{4g}\eta_g, \quad T_4 = -T_2 \frac{\omega_{2g}}{\omega_{4g}\eta_g} = -T_2 \frac{i_b}{\eta_g}$$

$$T_k = -T_2 - T_4 = -T_2 \left(1 - \frac{i_b}{\eta_g}\right)$$

Hajtó elem	T_4	T_k
Napkerék	$T_4 = -T_2 i_b \eta_g$	$T_k = -T_2 (1 - i_b \eta_g)$
Gyűrűkerék	$T_4 = -\frac{T_2 i_b}{\eta_g}$	$T_k = -T_2 \left(1 - \frac{i_b}{\eta_g}\right)$

BOLYGÓMŰVEK ERŐJÁTÉKA

Hajtó elem	T_4	T_k
Napkerék	$T_4 = -T_2 i_b \eta_g$	$T_k = -T_2 (1 - i_b \eta_g)$
Gyűrűkerék	$T_4 = -\frac{T_2 i_b}{\eta_g}$	$T_k = -T_2 \left(1 - \frac{i_b}{\eta_g}\right)$

Ezek az összefüggések érvényesek valamennyi kettős bolygókerekes bolygóműre (K+B, K+K, B+B) is, csak az i_b és az η_g értékét kell megfelelően használni.

A teljesítmény áramlás irányának meghatározása a K+K és B+B bolygóműveknél azonban nehézséget okozhat, nem olyan egyértelmű, mint a KB és K+B bolygóműveknél, mert függ a belső áttételtől és a fogazati hatásfoktól.

Amennyiben $i_b \eta_g \approx 1$ kis T_k nyomaték is nagy T_2 nyomatékot hoz létre, igen nagy lehet a fogazati terhelése.

BOLYGÓMŰVEK TELJESÍTMÉNYFOLYAMA

A bolygómű teljesítmény egyensúlya: $P_2 + P_4 + P_k + P_v = 0$

A nyomatéki egyensúlyi egyenletet felhasználva:

$$T_2 \omega_k + T_4 \omega_k + T_k \omega_k = P_{2k} + P_{4k} + P_k = 0$$

$$P = P_g + P_k, \quad P_{2g} + P_{2k} + P_{4g} + P_{4k} + P_k + P_v = 0$$

Ezek az összefüggések valamennyi bolygóműre érvényesek: a karteljesítmények összege 0, a gördülőtelijsítmények összege a veszteségteljesítménnyel egyenlő.

$$\sum P_{kj} = 0, \quad \text{és} \quad \sum P_{gj} = -P_v$$

BOLYGÓMŰVEK TELJESÍTMÉNYFOLYAMA

$$P_{2g} = T_2(\omega_2 - \omega_k) = P_2 \left(1 - \frac{\omega_k}{\omega_2}\right), \quad P_{4g} = T_4(\omega_4 - \omega_k) = P_4 \left(1 - \frac{\omega_k}{\omega_4}\right)$$

Ha a gyűrűkerék áll, $\omega_4=0$, $P_4=0$.

$$\omega_4 = \left(1 - \frac{1}{i_b}\right) \omega_k + \frac{1}{i_b} \omega_2 \Rightarrow \frac{\omega_k}{\omega_2} = \frac{-\frac{1}{i_b}}{1 - \frac{1}{i_b}} = \frac{1}{1 - i_b}$$

$$P_{2g} = P_2 \left(1 - \frac{1}{1 - i_b}\right) = P_2 \left(\frac{i_b}{i_b - 1}\right)$$

BOLYGÓMŰVEK TELJESÍTMÉNYFOLYAMA

$$P_{2g} = P_2 \left(1 - \frac{1}{1 - i_b}\right) = P_2 \left(\frac{i_b}{i_b - 1}\right)$$

Ha $i_b < 0$ (KB, K+B bolygóművek), a gördülő teljesítmény mindig kisebb, mint a bolygóműbe bemenő teljesítmény.

Azoknál a bolygóműveknél, ahol $i_b > 0,5$, (bizonyos K+K, B+B) a P_{2g} gördülő teljesítmény mindig nagyobb, mint a P_2 bemenő teljesítmény, a bolygóműben meddő teljesítmény kering, ami többlet veszteséget okoz! Más üzemállapotoknál is előfordul!

BOLYGÓMŰVEK HATÁSFOKA

Bolygóművek hatásfoka

A bolygóművek veszteségforrásai:

- fogsúrlódás (ez a legjelentősebb),
- csapágsúrlódás (a Gépelemekben tanultak alapján számítható)
- tömitések súrlódása (nehezen becsülhető, a többihez képest nem jelentős)
- kenőanyag keverés (jelentős lehet, konstrukciós kialakításnál ügyelni kell rá),
- légellenállás (turbóhajtóműveknél fontos).

A bolygóművek alábbi hatásfok elemzése során csak a fogazati hatásfok szerepel, a többi veszteséget, értelemszerűen, külön veszik figyelembe.

BOLYGÓMŰVEK HATÁSFOKA

A fogsúrlódási veszteség számítása. Sok empirikus összefüggést kidolgoztak.

Duda a fogsúrlódási tényező értékét állandónak tekintve integrálta a súrlódási veszteséget a fog kapcsolódása mentén, és levezette a fogazati hatásfok számítására szolgáló összefüggést.

Ha $(\varepsilon_1 < 1, \quad \varepsilon_2 < 1)$

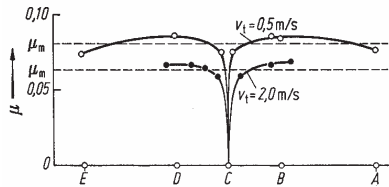
$$\eta_z = 1 - \mu_z \pi \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) (1 - \varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2)$$

A számítások egyszerűsítése érdekében az alábbi módosítást javasolták.

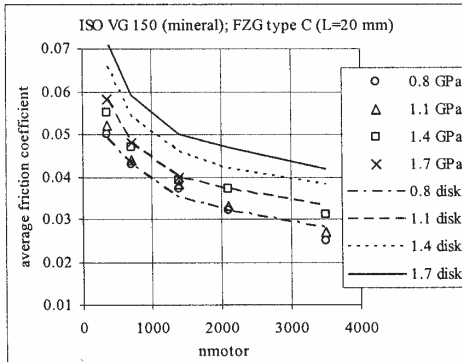
$$\begin{array}{ll} \text{Niemann:} & \text{Klein:} \\ \eta_z = 1 - 2,1\mu_z \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) & \eta_z = 1 - 10\mu_z \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \end{array}$$

BOLYGÓMŰVEK HATÁSFOKA

A fogsúrlódási tényező a kapcsolódás során változik. A hatásfok számításakor az átlagos fogsúrlódási tényezőt veszik figyelembe



Fogsúrlódási tényező változása a kapcsolóvonal mentén (Niemann)



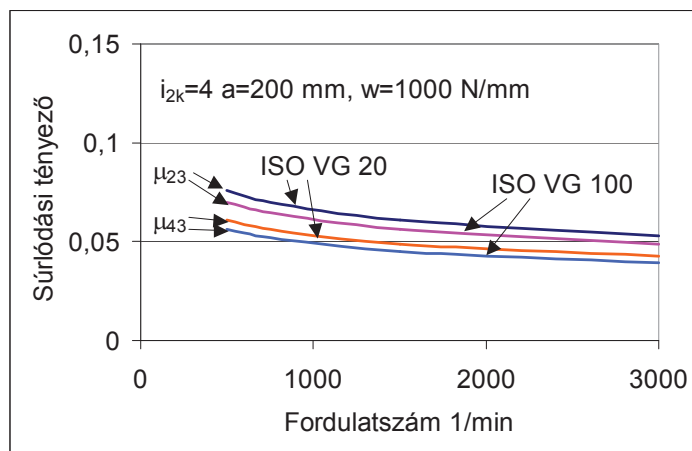
Az átlagos fogsúrlódási tényező változása különböző terhelés (σ_H) szinten, a kerék fordulatszám függvényében FZG gépen mért, és kéttárcsás vizsgáló gépen mért adatokból számított értékek

BOLYGÓMŰVEK HATÁSFOKA

A fogazati hatásfok függ a terheléstől, a sebességtől, a fogaskerek geometriájától, a kenőanyag viszkozitásától, a fogfelületek állapotától.

Niemann szerint számított fogsúrlódási tényezők nagyterhelésű KB bolygómuire

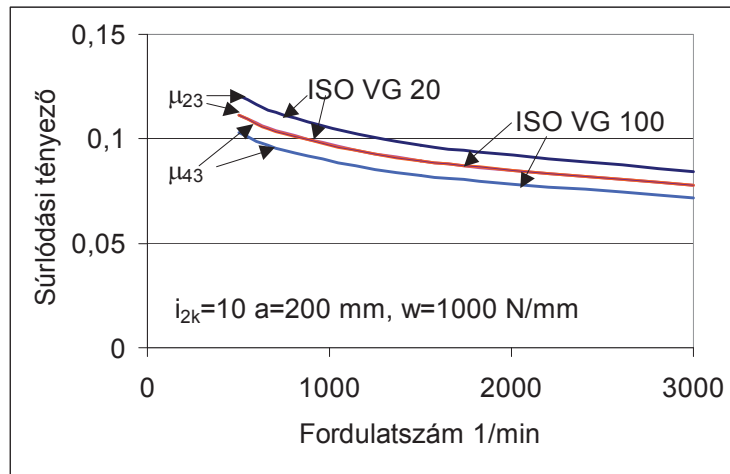
$$\mu = 0,045 \left[\frac{K_A \cdot F}{b \cdot \rho \cdot \Sigma v} \right]^{0,2} \eta^{-0,05} X_R$$



$$X_R = \sqrt[4]{\frac{R_{a1} + R_{a2}}{2d_1}}$$

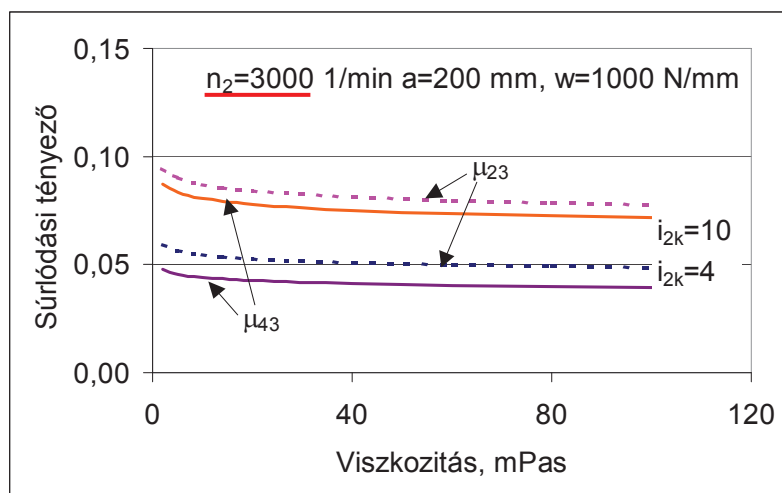
BOLYGÓMŰVEK HATÁSFOKA

Az áttétel változás megváltoztatja a sebesség és geometriai viszonyokat, és azonos fogterhelés esetén is jelentősen megváltoztatja a súrlódási tényező nagyságát.



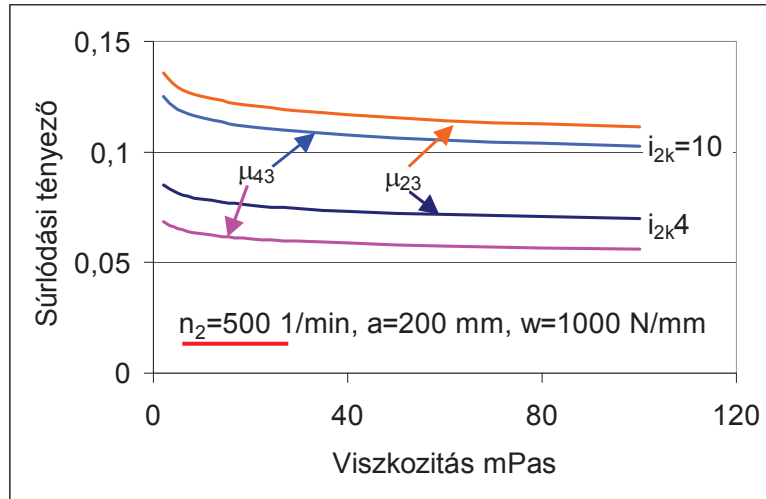
BOLYGÓMŰVEK HATÁSFOKA

A viszkozitás, a várakozásokkal ellentétben, viszonylag kis hatást gyakorol a fogsúrlódási tényezőre.



BOLYGÓMŰVEK HATÁSFOKA

A viszkozitás, a várákosokkal ellentétben, viszonylag kis hatást gyakorol a fogsúrlódási tényezőre.



BOLYGÓMŰVEK HATÁSFOKA

A súrlódási tényező értéke csak a fogaskerékpár adatainak ismeretében határozható meg, ezért a bolygómű hatásfokának előzetes számításához az alábbi fogsúrlódási tényező értékeket célszerű felvenni:

Külső fogazat (edzett köszörült acél felület): 0,03

Belső fogazat (nemesített acél felület): 0,05

Kis sebességű hajtások, zsírkenés: 0,1

A bolygómű megtervezése után a számítás pontosítható.

A bolygómű hatásfokának számításakor figyelembe kell venni az üzemiállapotot, hiszen a fogkapcsolatok terhelése függ attól, melyik elem hajt be, és melyik hajt ki.

KB BOLYGÓMŰ FOGAZATI HATÁSFOKA

KB bolygómű, a behajtó elem a napkerék: $P_{be} = P_2$.

A bolygómű hatásfokát meghatározó összefüggés a következőképpen vezethető le. A levezetés során felhasználtuk a nyomatékok közötti összefüggéseket és a mozgásegyenletet.

$$\eta_{2k}^4 = \frac{-P_k - P_4}{P_2} = \frac{-T_k \omega_k - T_4 \omega_4}{T_2 \omega_2} = \eta_g + \frac{\omega_k}{\omega_2} (1 - \eta_g)$$

Hasonló módon vezethető le a bolygómű hatásfoka arra az esetre, ha a napkerék hajt ki: $P_{ki} = P_2$.

$$\eta_{k4}^2 = \frac{-P_2}{P_k + P_4} = \frac{-T_2 \omega_2}{T_k \omega_k + T_4 \omega_4} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_g} + \frac{\omega_k}{\omega_2} \left(1 - \frac{1}{\eta_g}\right)}$$

BOLYGÓMŰVEK FOGAZATI HATÁSFOKA

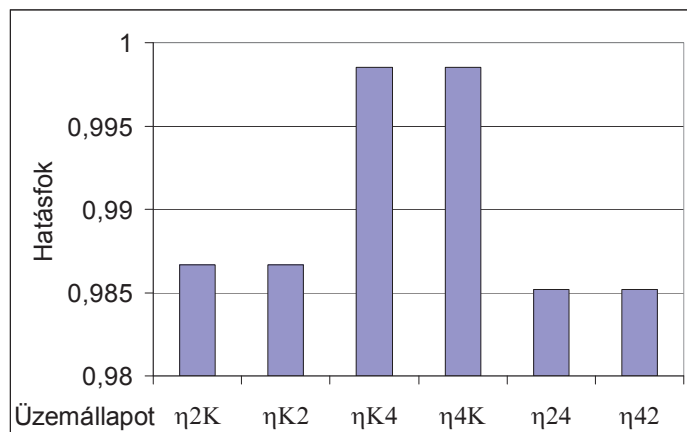
Az összefüggések a többi üzemállapotra is levezethetők. Valamennyi összefüggés érvényes a kettős bolygókerekes bolygóművekre is.

Hajtás			Bolygómű típus		
Be	Ki	Áll	KB, K+B	K+K, B+B $0 < i_b < 1$	K+K, B+B $i_b > 1$
2	4	k	η_g	η_g	η_g
4	2	k	η_g	η_g	η_g
2	k	4	$\frac{i_b \eta_g - 1}{i_b - 1}$	$\frac{i_b / \eta_g - 1}{i_b - 1}$	$\frac{i_b \eta_g - 1}{i_b - 1}$
k	2	4	$\frac{i_b - 1}{i_b / \eta_g - 1}$	$\frac{i_b - 1}{i_b \eta_g - 1}$	$\frac{i_b - 1}{i_b / \eta_g - 1}$
4	k	2	$\frac{i_b - \eta_g}{i_b - 1}$	$\frac{i_b - \eta_g}{i_b - 1}$	$\frac{i_b - 1 / \eta_g}{i_b - 1}$
k	4	2	$\frac{i_b - 1}{i_b - 1 / \eta_g}$	$\frac{i_b - 1}{i_b - 1 / \eta_g}$	$\frac{i_b - 1}{i_b - \eta_g}$

KB BOLYGÓMŰ FOGAZATI HATÁSFOKA

Nagy áttételű KB bolygómű fogazati hatásfoka különböző üzemállapotokban

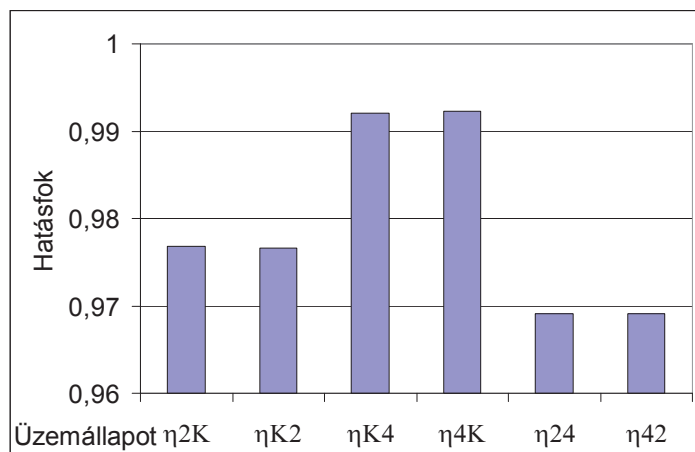
Adatai: $z_2=30$, $z_3=120$, $z_4=270$, $\mu_{23}=0,03$, $\mu_{43}=0,05$, Klein szerint számolva



KB BOLYGÓMŰ FOGAZATI HATÁSFOKA

Kisáttételű KB bolygómű fogazati hatásfoka különböző üzemállapotokban

Adatai: $z_2=30$, $z_3=30$, $z_4=90$, $\mu_{23}=0,03$, $\mu_{43}=0,05$, Klein szerint számolva

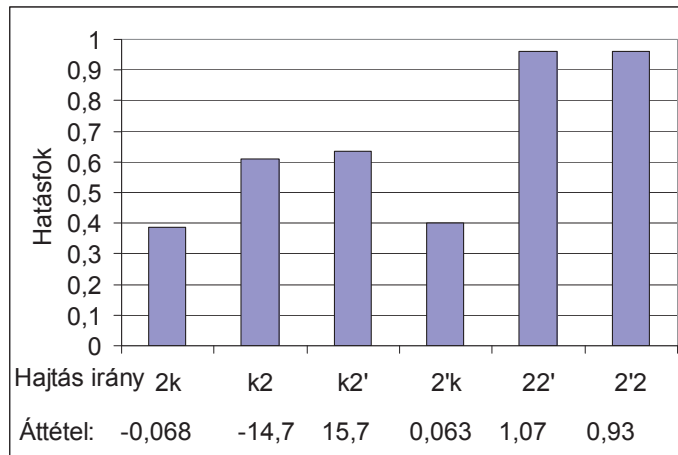


A KB (és K+B) bolygómű hatásfoka nagyobb, vagy egyenlő a gördülő hatásfokkal

K+K BOLYGÓMŰ FOGAZATI HATÁSFOKA

K+K bolygómű fogazati hatásfoka különböző üzemállapotokban

Adatai: $z_2=30, z_3=31, z_2'=31, z_3'=31$ $\mu_{23}=0,03, \mu_{2'3'}=0,03$, Klein szerint számolva



K+K BOLYGÓMŰ FOGAZATI HATÁSFOKA

K+K bolygómű fogazati hatásfoka különböző üzemállapotokban

Adatai: $z_2=49, z_3=50, z_2'=50, z_3'=51$ $\mu_{23}=0,03, \mu_{2'3'}=0,03$, Klein szerint számolva

Hajtás irány	η	i
2k	-58,6519	-0,0004
k2	0,0161	-2499
k2'	0,0165	2500
2'k	-60,0856	0,0004
22'	0,9761	1,0004
2'2	0,9761	0,9996

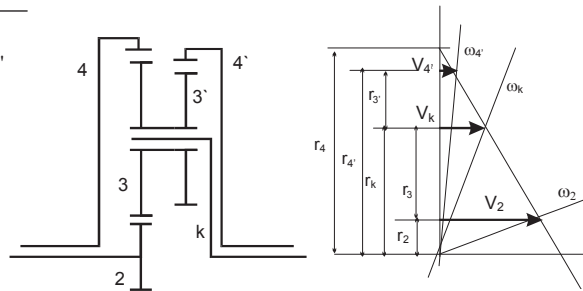
KB+B BOLYGÓMŰ FOGAZATI HATÁSFOKA

A bemutatottakon kívül más bolygómű típusok hatásfokának számítására szolgáló összefüggések is levezethetők. Ezek megtalálhatók a szakirodalomban:

(Pl. Terplán Z.: Fogaskerék-bolygóművek. Műszaki Könyvkiadó, 1979)

A KB+B bolygómű hatásfokának számítására szolgáló összefüggés:

$$\eta_{24'}^4 = \frac{1}{i_{24'}^4} \frac{\frac{z_4}{z_4 - 2z_3} \eta_{23} \eta_{43} + 1}{1 - \frac{z_4 z_{3'}}{z_3 z_{4'}} \eta_{43} \eta_{4'3'}}$$



KB+B BOLYGÓMŰ FOGAZATI HATÁSFOKA

Az összetett bolygóművek hatásfoka a bolygómű részek hatásfokának szorzata. Szerencsére ezért nem kell feltétlenül az előző bonyolult összefüggést használni a KB+B bolygómű hatásfokának számítására, hiszen: .

$$\eta_{24'}^4 = \eta_{2k}^4 \Big|_{KB} \eta_{k4'}^4 \Big|_{BB}$$

Pl.:

$$z_2 = 30, \quad z_3 = 120, \quad z_4 = 270, \quad z_{3'} = 117, \quad z_{4'} = 267$$

$$i_{24'}^4 = 10 \cdot 71,2 = 712 \quad \eta_{23} = 1 - 2,1 \cdot 0,03 \left(\frac{1}{30} + \frac{1}{120} \right) = 0,997375$$

$$\eta_{43} = 0,999514 \quad \eta_{4'3'} = 0,999496$$

KB+B BOLYGÓMŰ FOGAZATI HATÁSFOKA

$$\eta_{24'}^4 = \frac{1}{i_{24'}^4} \frac{\frac{z_4}{z_4 - 2z_3} \eta_{23} \eta_{43} + 1}{1 - \frac{z_4 z_3'}{z_3 z_4'} \eta_{43} \eta_{4'3'}} = \frac{1}{712} \frac{\frac{270}{270 - 2 \cdot 120} 0,997375 \cdot 0,999514 + 1}{1 - \frac{270 \cdot 117}{120 \cdot 267} 0,999514 \cdot 0,999496} = 0,932398$$

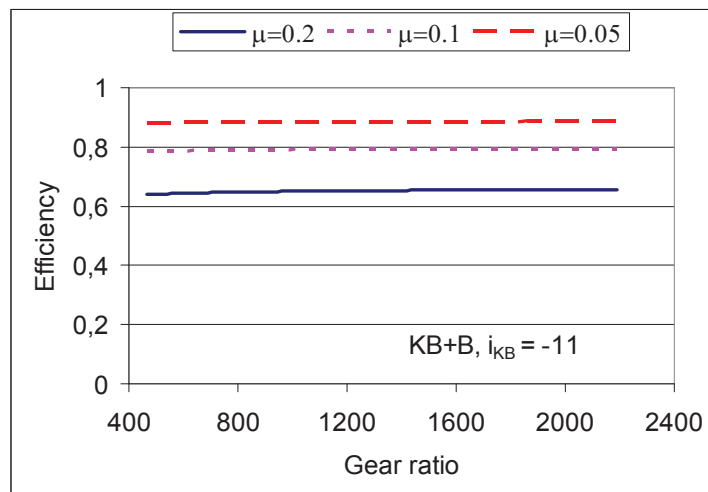
$$\eta_{2k}^4 \Big|_{KB} = \frac{i_b \eta_g - 1}{i_b - 1} = 0,997201 \quad \eta_{k4'}^4 \Big|_{BB} = \frac{i_b - 1}{i_b - \eta_g} = 0,935015$$

$$\eta_{24'}^4 = \eta_{2k}^4 \Big|_{KB} \eta_{k4'}^4 \Big|_{BB} = 0,997201 \cdot 0,935015 = 0,932398$$

A bolygómű részekkel számolás lényegesen egyszerűbb.

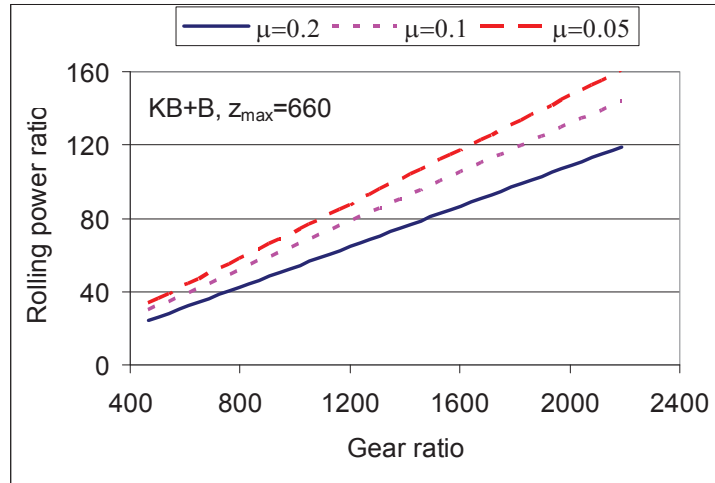
A csapágyazási veszteség jelentősen csökkentheti a hatásfokot, de az még olajkeverési és tömítés súrlódási veszteség is.

KB+B BOLYGÓMŰ FOGAZATI HATÁSFOKA



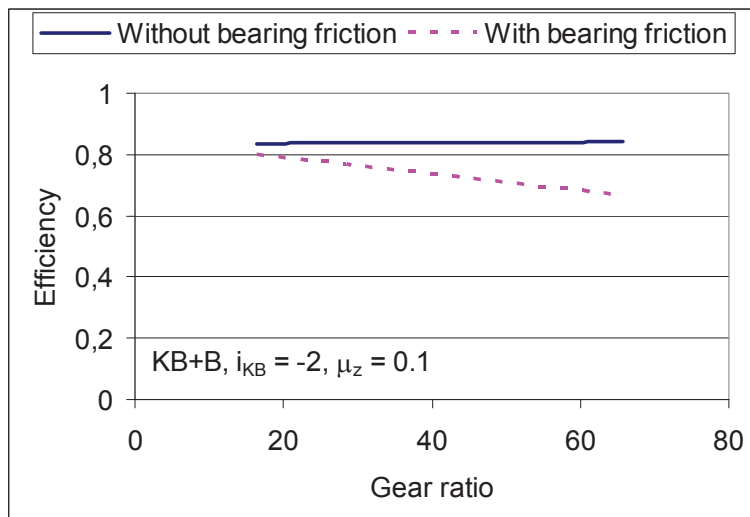
Hatásfok különböző fogazati súrlódási tényező esetén

KB+B BOLYGÓMŰ FOGAZATI HATÁSFOKA



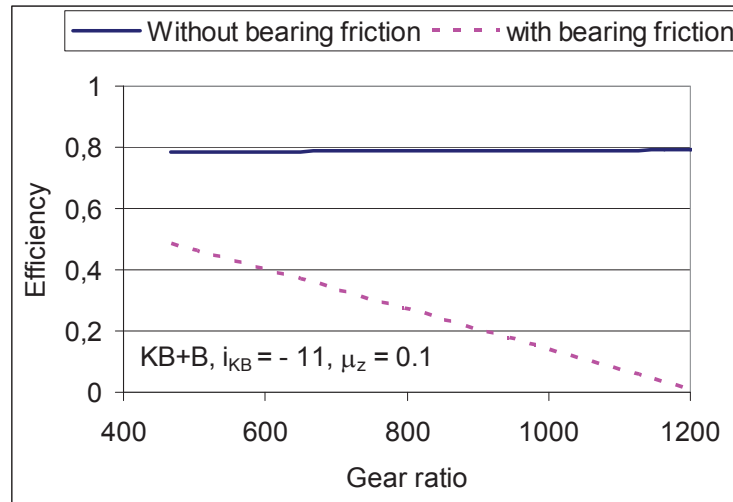
Relatív gördülő teljesítmény különböző fogazati súrlódási tényező esetén

KB+B BOLYGÓMŰ FOGAZATI HATÁSFOKA



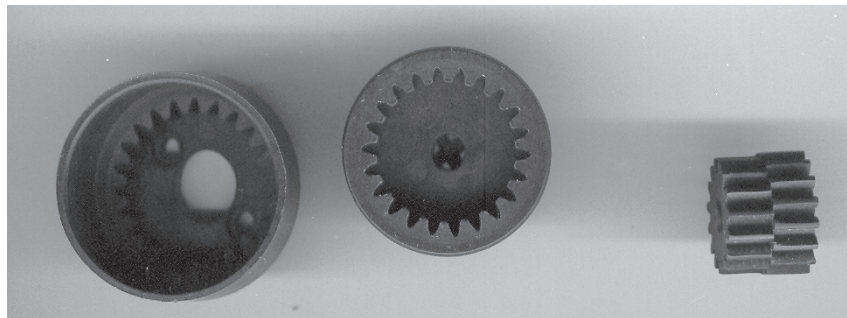
Hatásfok a csapágy súrlódást (1%) is figyelembe véve 0,1 fogazati súrlódási tényező esetén, ha $i_{KB}=-2$

KB+B BOLYGÓMŰ FOGAZATI HATÁSFOKA



Hatásfok a csapágy súrlódást (1%) is figyelembe véve, 0,1 fogazati súrlódási tényező esetén, ha $i_{bKB} = -11$

NAGY ÁTTÉTELŰ B+B BOLYGÓMŰ



Pl. B+B bolygómu esetén: $z_4=22$, $z_3=15$, $z_3'=16$, $z_4'=23$

Lassító hajtás

$$i_b = \frac{23 \cdot 15}{16 \cdot 22} = 1,02029 \quad i_{k4'}^4 = \frac{1}{1 - i_b} = -49,2857$$

Gyorsító hajtás:

$$i_{4'k}^4 = 1 - i_b = -0,02029$$

B+B BOLYGÓMŰ FOGAZATI HATÁSFOKA LASSÍTÓ HAJTÁS ESETÉN

$$\eta_{k4} = \frac{i_b - 1}{\frac{i_b}{\eta_g} - 1}, \quad \eta_{k4'} = \frac{i_b - 1}{i_b - \eta_g}$$

μ	0,2	0,3	0,5
η_{34}	0,962	0,943	0,905
$\eta_{3'4'}$	0,958	0,936	0,894
η_g	0,921	0,883	0,809
$\eta_{k4'}$	0,189	0,130	0,078
η_{k4}	0,205	0,148	0,096

A csapágsúrlódás hasonló nagyságrendű, mint a fogsúrlódási veszteség, ezért ez a bolygómu lassító hajtás esetén is beékelődik

B+B BOLYGÓMŰ HATÁSFOKA GYORSÍTÓ HAJTÁS ESETÉN

$$\eta_{4k} = \frac{i_b \eta_g - 1}{i_b - 1}, \quad \eta_{4'k} = \frac{i_b - \frac{1}{\eta_g}}{i_b - 1}$$

$\eta_{4'k}$	-3,219	-5,535	-10,642
η_{4k}	-2,965	-4,887	-8,609

BOLYGÓMŰ HATÁSFOKA

A kettős bolygókerekes bolygóművek hatásfoka nagyon nagy mértékben függ a fogazati hatásfoktól, érdemes mindent elkövetni a hatásfok növelése érdekében.

Lehetőségek:

Fogazati paraméterek változtatása (csúszás csökkentése)

Sebesség csökkentése (geometriai méretek csökkentése)

Csapágyazási veszteség csökkentése (kis súrlódású gördülőcsapágyak)

Olajkeverési veszteségek csökkentése (olajbemerülés csökkentése, viszkozitás csökkentése)

BOLYGÓMŰ VESZTESÉG

Verlust-leistungen	Getriebetyp		
	zweistufig (KMP)	dreistufig (KMPS)	dreistufig
Wälzlager	53,4 kW	44,5 kW	47,4 kW
Kegelradstufe	(i = 4,1) 24,6 kW	(i = 2) 19,2 kW	(i = 2) 19,2 kW
Zwischenstufe	-	(Stirnradstufe i = 3,4) 22,7 kW	(Planetenstufe i = 5,6) 29,5 kW
Planetenstufe	(i = 9,3) 39,9 kW	(i = 5,6) 36,7 kW	(i = 3,4) 30,2 kW
Summe	64,5 kW	78,6 kW	78,9 kW
Gesamtsumme	117,9 kW	123,1 kW	126,3 kW

η , %

96,8

96,6

96,5

**3600 kW teljesítményű cementmalom hajtómű
különböző változatainak veszteségei (Flender)**

BOLYGÓMŰVEK TERVEZÉSE

1. Kinematikai tervezés

A követelmények (áttétel, üzemmód stb.) ismeretében a bolygómű típus kiválasztása, sebesség viszonyok, áttételek, teljesítményfolyam, hatásfok számítása.

2. Geometriai tervezés

A fogszámok kiválasztása, a teljesítmények ismeretében a fő méretek (a tengelytáv, kerékszélesség) számítása, a fogazati adatok meghatározása, interferenciák ellenőrzése, fogazat helyesbítés.

3. Szilárdsági ellenőrzés

A fogaskerekek, tengelyek, csapágyak és más elemek teherbírásának, élettartamának számítása.

4. Szerkezet kialakítás

Kerekek, kar, ház, tengelyek, csapágyazások, tömítések kialakítása, szükség esetén a terhelés kiegyenlítés megoldása. A kenőanyag ellátás biztosítása, stb.

BOLYGÓMŰVEK TERVEZÉSE

A kinematikai méretezés az eddigiek alapján elvégezhető: a kívánt áttétel megvalósítására alkalmas bolygómű típus kiválasztható, annak belső áttétele, különböző üzemállapotaihoz tartozó áttételei, nyomaték viszonyai és hatásfokai számíthatók.

A geometriai méretezés

a fogszámok kiválasztásával kezdődik.

A fogszám választási feltételek:

- egész számú fog
- egytengelyűségi feltétel
- szerelhetőségi feltétel
- szomszédsági feltétel

BOLYGÓMŰVEK TERVEZÉSE

Egytengelyűségi feltétel: az egy bolygókerék tömbhöz tartozó fogaskerék párok tengelytávolsága nem lehet különböző.

Ennek feltétele (KB bolygómű esetén):

$$a_{23} \cos \alpha_{w23} = \frac{z_2 + z_3}{2} m \cos \alpha$$

$$a_{43} \cos \alpha_{w43} = \frac{z_4 - z_3}{2} m \cos \alpha$$

$$a_{23} = a_{43}, \quad \frac{z_2 + z_3}{2} m \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w23}} = \frac{z_4 - z_3}{2} m \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w43}}, \quad \frac{z_2 + z_3}{\cos \alpha_{w23}} = \frac{z_4 - z_3}{\cos \alpha_{w43}}$$

Elemi és kompenzált fogazat esetén a kapcsolószögek azonosak, ezért:

$$z_4 - z_2 = 2z_3$$

Kettős bolygókerékes bolygóművek esetén a modul nem biztos, hogy azonos a két bolygókerék fogkapcsolatban. Azt is figyelembe kell venni az egytengelyűségi feltételben.

BOLYGÓMŰVEK TERVEZÉSE

Szerelhetőségi feltétel: ha egyenletes szöghelyzetben helyezkednek el a bolygókerékek, valamennyi bolygókeréknek minden pillanatban azonos kapcsolódási helyzetben kell lenniük: $\varphi_k = 2\pi/N$ kar elfordítás hatására az egyik bolygókerék átkerül a másik helyére, miközben a bolygókerékeken legördülő ívek hossza az osztás egészszámu többszöröse. Ez a feltétel a mozgásegyenletből levezethető. KB bolygóműre:

$$\omega_4 = \left(1 + \frac{r_2}{r_4}\right) \omega_k - \frac{r_2}{r_4} \omega_2, \quad \varphi_4 = \left(1 + \frac{r_2}{r_4}\right) \varphi_k - \frac{r_2}{r_4} \varphi_2,$$

$$r_4 \varphi_4 + r_2 \varphi_2 = (r_4 + r_2) \varphi_k, \quad Gm\pi = (z_4 + z_2) \frac{m}{2} \frac{2\pi}{N}$$

Átrendezve: $z_4 + z_2 = GN$

Kiegyenlítése kötelező! Kézi könyvekben megtalálhatók azok a fogszaám hármások, amelyek $N=3$ esetén e szerelhetőségi feltételt, az egytengelyűségi feltétellel együtt, kielégítik.

BOLYGÓMŰVEK TERVEZÉSE

Hasonló módon levezethető a szerelhetőségi feltétel a kettős bolygókeres bolygóművekre (K+B, K+K, B+B).

$$\text{K+B} \quad \omega_{4'} = \left(1 + \frac{r_3' r_2}{r_4' r_3} \right) \omega_k - \frac{r_3' r_2}{r_4' r_3} \omega_2$$

Levezetés után az eredmény (ha azonos a modul a két kapcsolatban):

$$z_{4'} + z_{3'} \frac{z_2}{z_3} = GN$$

BOLYGÓMŰVEK TERVEZÉSE

K+K

$$\omega_{2'} = \left(1 - \frac{r_3' r_2}{r_2' r_3} \right) \omega_k - \frac{r_3' r_2}{r_2' r_3} \omega_2$$

Levezetés után az eredmény (ha azonos a modul a két kapcsolatban):

$$z_{2'} - z_{3'} \frac{z_2}{z_3} = GN$$

Ezek kielégítése nem egyszerű. Nagyon kevés fogszám négyes alkalmas erre. De **nem is kötelező, mert a szereléskor is teljesíthető** ez a feltétel, amikor a bolygókeres szabadon a kívánt helyzetbe fordítják, és a helyükön rögzítik egymáshoz képest. Ilyenkor a bolygókeres szétzerelés után a kerület mentén **csak ugyanabban a sorrendben szerelhetők vissza**.

BOLYGÓMŰVEK TERVEZÉSE

Szomszédási feltétel: az egymás mellett levő bolygókerek fejköre nem érintkezhet. KB bolygómű esetén (elemi fogazattal számolva):

$$d_{a3} \overline{O_3 O_3'}$$

$$\frac{(z_3 + 2)m}{2} < \frac{(z_2 + z_3)m}{2} \sin \frac{\pi}{N} \quad z_3 < (z_2 + z_3) \sin \frac{\pi}{N} - 2$$

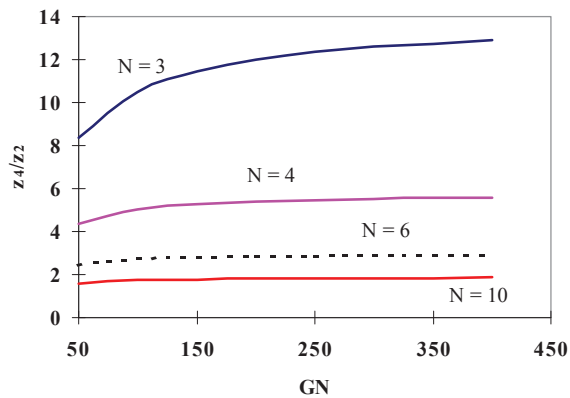
$$z_4 - z_2 < (z_4 + z_2) \sin \frac{\pi}{N} - 4 \quad \frac{z_4 - z_2}{z_4 + z_2} < \sin \frac{\pi}{N} - \frac{4}{GN}$$

Miután: $z_4 + z_2 = GN$

BOLYGÓMŰVEK TERVEZÉSE

Kifejezve a fogszám viszonyt:

$$\frac{z_4}{z_2} \leq \frac{1 + \sin \frac{\pi}{N} - \frac{4}{GN}}{1 - \sin \frac{\pi}{N} + \frac{4}{GN}}$$



BOLYGÓMŰVEK TERVEZÉSE

Kifejezve a fogszám viszonyt:

$$\frac{z_4}{z_2} \leq \frac{1 + \sin \frac{\pi}{N} - \frac{4}{GN}}{1 - \sin \frac{\pi}{N} + \frac{4}{GN}}$$

N	max z_4/z_2	i_{\max} , elméleti	i_{\max} , megvalósít
3	13,928203	14,928203	11
4	5,828427	6,828427	6
6	3,000000	4,000000	3,5
10	1,894427	2,894427	2,4

A bolygókerék számának növelése erősen csökkenti a z_4/z_2 fogszám viszonyt, és ezzel a KB bolygómu megvalósítható áttételét

TENGYELTÁVOLSÁG SZÁMÍTÁSA

Tengelytávolság a párhuzamos tengelyű hengerek érintkezésére érvényes Hertz feszültség összefüggéséből határozható meg:

$$\sigma^2 = \frac{1}{\pi} \frac{F_N}{b} \frac{E_e}{R_e}$$

A fogaskerekek kapcsolódásának C főpontjához tartozó evolvens görbületi sugarak, valamint ebben a pontban a fogra ható normális erő összefüggését felhasználva, b/d_w szélesség viszonyt bevezetve ebből levezethető a tengelytávolság számítására a következő összefüggés:

$$a = \sqrt[3]{\frac{M}{4} \frac{(u \pm 1)^4}{b} \frac{1}{d} \frac{1}{K^*}}$$

ahol a palástnyomás:

$$K^* = \frac{\sigma_H^2 \pi \sin 2\alpha_w}{4E_e}$$

$$\frac{1}{E_e} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}$$

TENGYLTÁVOLSÁG SZÁMÍTÁSA

A + előjel külső/külső fogazatra, a – előjel külső/belső fogazatra érvényes.

Rendszerint az $b/d_w=0,8-1$, a $K^*=k$ palástnyomás tényező értéke az egyes acélokra:

normál állapotú szénacélra	$k=0,65 \text{ N/mm}^2$
nemesített acélra	$k=2...3 \text{ N/mm}^2$
betétedzett acélra	$k=6...8 \text{ N/mm}^2$.

A kinematikai méretezés során meghatározott P_g gördülő teljesítmény, illetve $M=P_g/\omega_g$ nyomaték ismeretében a fenti összefüggésből számítható a szükséges tengelytávolság.

BOLYGÓMŰVEK TERVEZÉSE

A fogtörés elkerüléséhez **minimálisan** szükséges modul számítására a fogtőben ébredő feszültség alapján a következő összefüggés vezethető le.:

$$m_{\min} = \frac{M (u \pm 1)^2 Y_{FS}}{2 a^2 \frac{b}{d_w} \sigma_F}$$

ahol a fogalaktényező előtervezéskor felvehető $Y_{FS} = 4,4...4,8$ értékre.

A fogtő szilárdság értéke:

normalizált szénacélra	$\sigma_F = 300 \text{ N/mm}^2$,
nemesített acélra	$\sigma_F = 600 \text{ N/mm}^2$,
betétedzett acélra	$\sigma_F = 900 \text{ N/mm}^2$.

A tengelytávolság és a modul ismeretében kiválaszthatók a fogsámválasztási feltételeket kielégítő fogaskerék fogszámok, meghatározhatók a fogaskerekek geometriai méretei, megállapíthatók a kedvező teherbírást és üzemeltetést biztosító profilleltolások, szükség esetén ellenőrizhetők az interferenciák.

BOLYGÓMŰVEK TERVEZÉSE

A tengelytávolság számításakor a rendelkezésre álló összefüggésekbe mindig a vizsgált fogaskerékpár kiskerekét terhelő nyomatékot, és az 1-nél nagyobb fogszámviszonyt kell behelyettesíteni (gyorsító hajtásnál ellentétes teljesítményt áramlással kell számolni). Az egyes fogaskerék párokat terhelő nyomatékok a már ismertett összefüggésekkel meghatározhatók. KB bolygómű esetén csak a K (2..3-as) fogkapcsolat tengelytávolságát kell meghatározni, viszont a B fogkapcsolatnál ellenőrizni kell a modul nagyságát.

KB+B bolygómű esetén a 3'-4' fogkapcsolatnál a 3' bolygókerék nyomatéka a 4' gyűrűkerék nyomatékából határozható meg:

$$T_{3'} = \frac{T_{4'} z_{3'}}{N z_{4'}}$$

A $T_{4'}$ nyomaték ismert, vagy a T_2 -ből az áttétel és a hatások segítségével meghatározható. Nagy áttétel esetén a 3-4 fogkapcsolat terhelése jelentősen nem tér el a 3'-4' fogkapcsolat terhelésétől, ezért külön méretezni nem kell.

Példa. KB bolygómű adatai

M_2, Nm	10000	u_{32}	3	>1				
Ka	1,2							
b/dw2	1	a	220	$u_{32} > 1$	m_{\min}	5,65		
N	3	a	217	$u_{32} < 1$	m_{\min}	5,807		
$\alpha, ^\circ$	22							
$K^*, \text{N/mm}^2$	8	z_2	24					
i_{2k}	8	z_3	72		m	4,58601	a_{23}, mm	336
$\sigma_F, \text{N/mm}^2$	900	z_4	168		m	7	a_{43}, mm	336
Y_{FS}	4,62							

Wolfram		i_{bKB}	-9
Z_2	30	η_{23}	0,988
Z_3	120	η_{43}	0,998
Z_4	270	$\eta_{4'3'}$	0,998
$Z_{3'}$	117	η_{bKB}	0,987
$Z_{4'}$	267	i_{bBB}	1,014
μ_{23}	0,03	η_{BB}	0,752
μ_{43}	0,05	η_{KBB}	0,742
$M_{4'}, Nm$	10000	i_{2k}	10
M_2, Nm	18,94	$i_{k4'}$	71,2
M_4, Nm	9981	i_{KBB}	712
N	3		
M_3, Nm	1464		

$u_{4'3'}$	2,282	>1		
$a_{4'3'}$	98		m_{min}	1,821
a_{23}	51		m_{min}	0,365

m	2,5	$F_{4'3'}, N$	9988
a_{23}	187,5	$U, N/mm^2$	67
a_{43}	187,5	Y_{FS}	5,79
d_4	675	Y_{ϵ}	0,65
$d_{4'}$	667,5	σ_F	301
$d_{3'}$	292,5	S_F	1,995
d_2	75		
b	60		

BOLYGÓMŰVEK TERVEZÉSE

Fogütközések, interferenciák

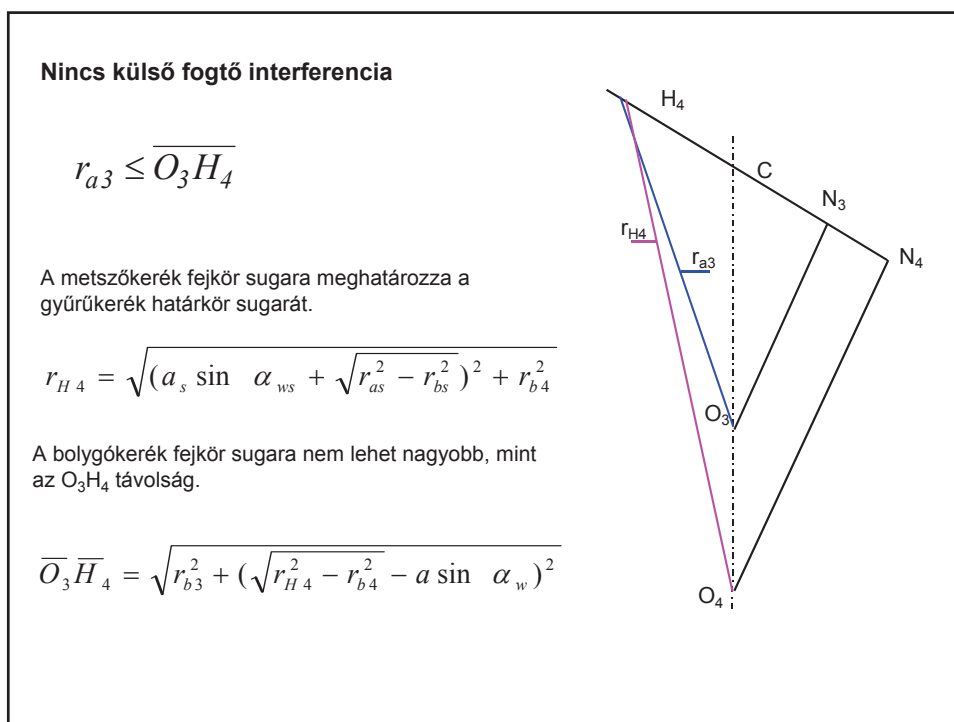
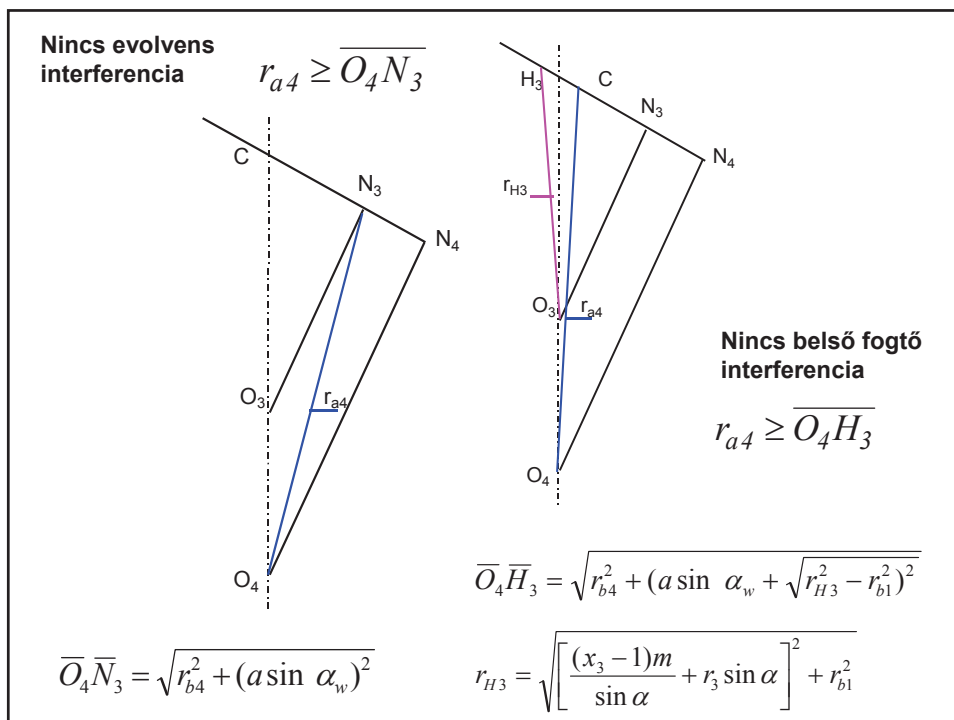
Külső fogazat kapcsolódásakor csak igen nagy profileltolás, vagy magasított fogazat esetén fordul elő, hogy a fogak kapcsolódása a fogprofil evolvens szakaszán kívülre esik: fogütközés, interferencia, lép fel, ami erős dinamikus igénybevételt okoz, a fogak eltörhetnek, berágódhatnak.

Metszőkerékkel készült fogaskerekek határkörének átmérője mindig nagyobb, mint a fogaslécvel gyártottaké, emiatt kapcsolódásukkor gyakrabban fordulhat elő fogütközés. A külső-belső fogazatok kapcsolódásakor még könnyebben jelentkezik interferencia.

BOLYGÓMŰVEK TERVEZÉSE

A külső-belső fogaskerekek kapcsolódásakor van interferencia

1. ha a belsőfogazatú gyűrűkerék fejkör pontja a külső fogazatú kerék alapkörén belül kerül (**Evolvens interferencia**),
2. ha a belsőfogazatú gyűrűkerék fejkör pontja a külső fogazatú kerék határkörén belül kerül (**belső fogtó interferencia**),
3. ha a külsőfogazatú kerék fejkör pontja a belsőfogazatú gyűrűkerék határkörén kívül kerül (**külső fogtó interferencia**).
4. ha a fog nem tud kigördülni a gyűrűkerék fogárkából (**Fogfej interferencia**)
5. ha a gyűrűkerék és a bolygókerék radiálisan nem hozható kapcsolatba (**Előtolási interferencia**).



Fogfej interferencia

Bele ütközik a gyűrűkerék a bolygókerék fogába, ha a gyűrűkerék fejpontja hamarabb odaér a fejkörök metszéspontjához, mint a bolygókerék fejkör pontja:

$$t_4 < t_3$$

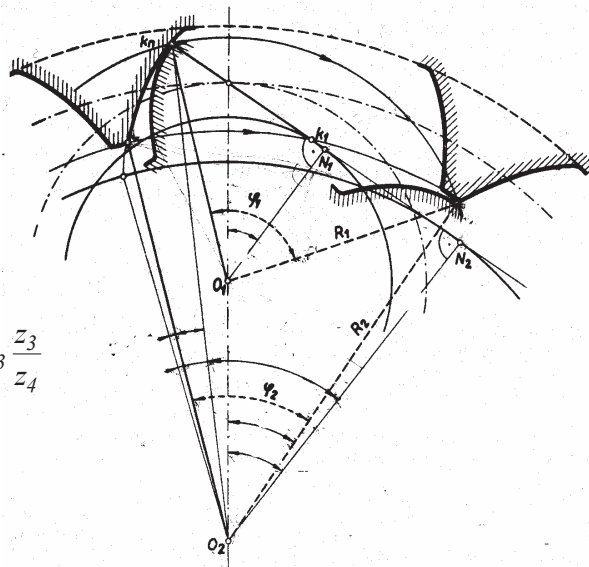
$$t_4 \omega_4 < t_3 \omega_3 = t_3 \omega_3 r_3 / r_4 \quad \varphi_4 \leq \varphi_3 \frac{z_3}{z_4}$$

$$\varphi_4 < \varphi_3 r_3 / r_4 = \varphi_3 z_3 / z_4$$

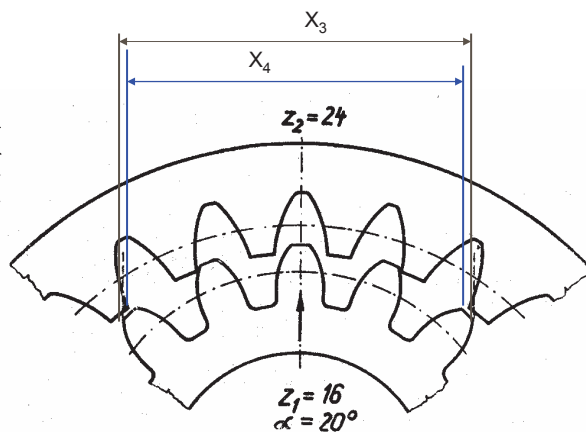
A szögek az evolvens geometria segítségével meghatározhatók.

Az ábrán $\varphi_1 = \varphi_3$, $\varphi_2 = \varphi_4$

$$O_1 = O_3, \quad O_2 = O_4$$



Előtolási interferencia



$X_4 < X_3$, van interferencia

BOLYGÓMŰVEK TERVEZÉSE

Ha fogtő ütközések lépnek fel, meg kell változtatni a fogaskerekek geometriai adatait (pl. csökkenteni kell a fogmagasságot).

Fogfej és előtolási interferencia nem fordul elő, ha $z_4 - z_3 > 10$. Ha ez nem teljesül, fogcsonkítással kerülhető el a fogütközés.

BOLYGÓMŰVEK TERVEZÉSE

Fogazathelyesbítés

Fogazathelyesbítés célja, hogy

- elkerüljék az alámetszést és az interferenciákat,
- kiegyenlítsék a relatív csúszásokat (a kopás és a berágódási veszély csökkentésére, az azonos élettartam elérésére),
- növeljék a fogazat teherbírását.

Sok esetben általános fogazatot és csúszáskiegyenlítést használnak.

KB bolygóműnél nehéz a K és B kapcsolat csúszását egyidejűleg kiegyenlíteni.

A gyakorlatban a K-kapcsolatban csúszás kiegyenlítés, B-kapcsolatban kompenzált fogazat.

BOLYGÓMŰVEK TERVEZÉSE

Terplán Zénó javaslata :

Elemi fogazattal kiválasztani a fogsám-hármaszt, majd a z_3 csökkentésével megnövelni az a_{23} tengelytávolságot. Az elérendő kapcsolószög tartomány: $\alpha_w = 24-28^\circ$.

Erre a z_3 fogsám csökkentése ad lehetőséget, mert az nem befolyásolja a szerelhetőségi feltételt. A szükséges Δz_3 fogsám csökkentés a következőképpen határozható meg:

A B kapcsolat maradjon kompenzált fogazatú, mert csúszási és érintkezési viszonyai kedvezőbbek. A tengelytávolságot így meghatározza a B kapcsolat.

Az egytengelyűségi feltételből: $a_{23w} = a_{43}$

$$a_{23} \cos \alpha = a_{23w} \cos \alpha_{23w} = a_{43} \cos \alpha_{23w}$$

BOLYGÓMŰVEK TERVEZÉSE

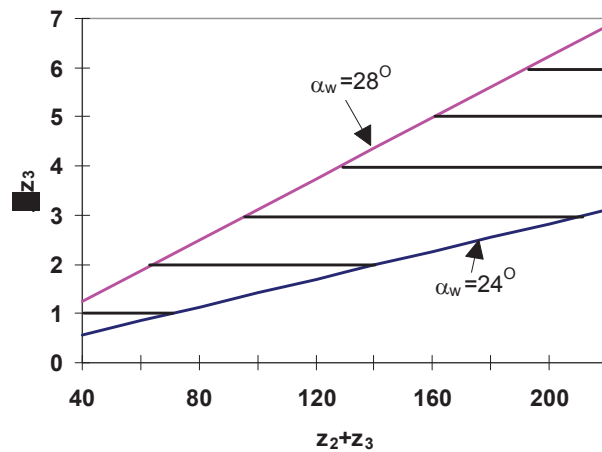
$$\frac{z_2 + z_3 - \Delta z_3}{2} m \cos \alpha = \frac{z_4 - z_3 + \Delta z_3}{2} m \cos \alpha_w$$

$$(z_2 + z_3 - \Delta z_3) \cos \alpha = (z_2 + z_3 + \Delta z_3) \cos \alpha_w$$

$$(z_2 + z_3) \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right) = \Delta z_3 \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} + 1 \right)$$

$$\Delta z_3 = (z_2 + z_3) \left[\frac{\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1}{\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} + 1} \right]$$

BOLYGÓMŰVEK TERVEZÉSE



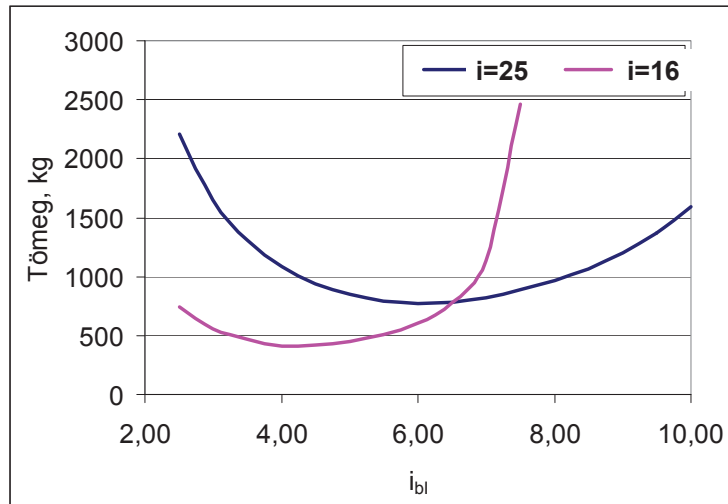
A módosított fogszámokkal a fogazat kiegyenlítés elvégezhető, a fogaskerekek geometriai adatai meghatározhatók.

BOLYGÓMŰVEK TERVEZÉSE

A fogaskerekek geometriai adatainak, valamint terhelésük ismeretében azok felszíni teherbírási, fogtörési és berágódási biztonsága számítható, és ha valamelyik fogaskerékpár nem felel meg, a tengelytávolság, a fogszélesség vagy a modul a kívánt mértékben növelhető.

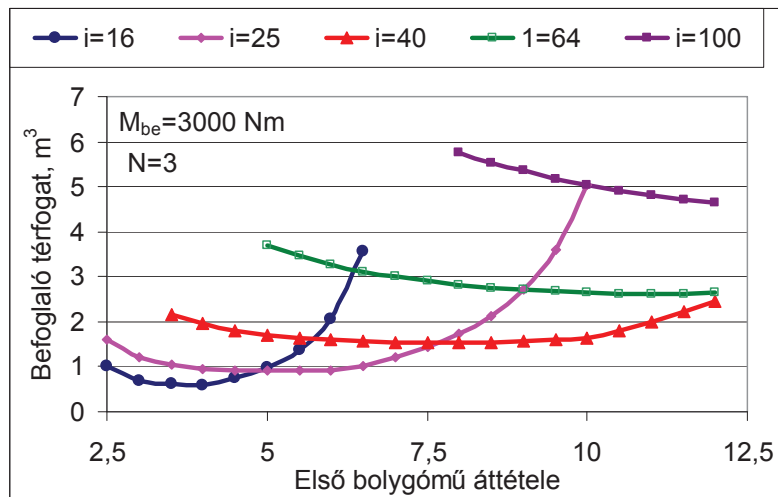
A fogaskerekek méreteinek és terhelésének ismeretében a tengelyek és csapágyak az ismert módszerek segítségével méretezhetők.

KÉTLÉPCSŐS BOLYGÓMŰ



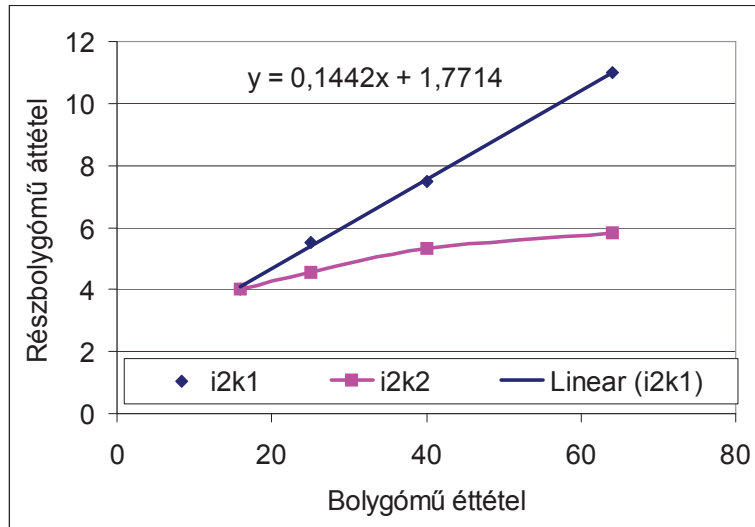
Kétlépcsős bolygómű tömege az első lépcső áttétele függvényében. $b/d_w=1$

KÉTLÉPCSŐS BOLYGÓMŰ



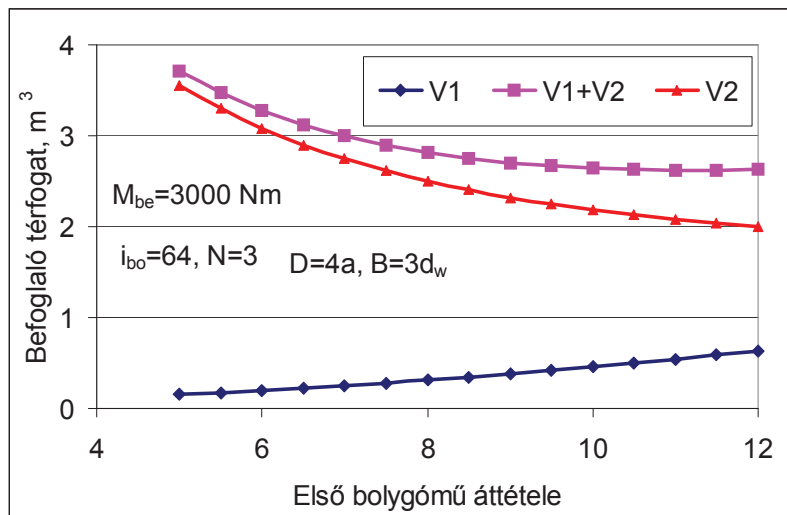
Kétlépcsős bolygómű tömege az első lépcső áttétele függvényében. $b/d_w=1$

KÉTLÉPCSŐS BOLYGÓMŰ



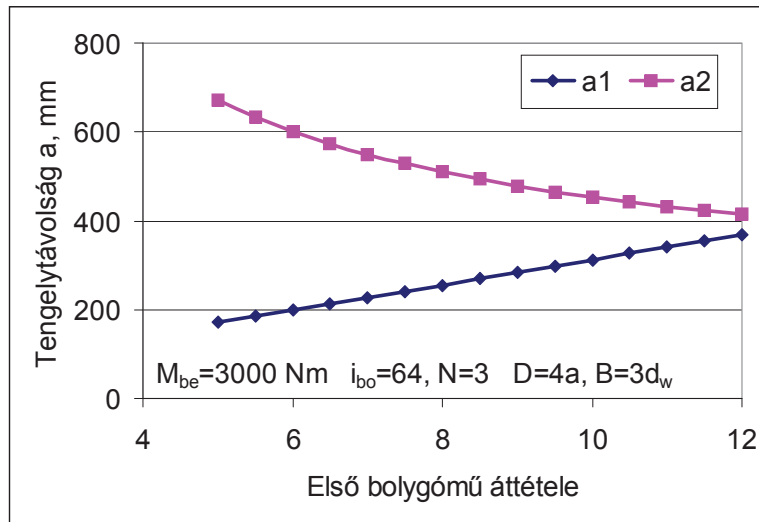
Kétlépcsős bolygómű rész bolygóműinek optimális áttétele. $b/d_w=1$

KÉTLÉPCSŐS BOLYGÓMŰ



Kétlépcsős bolygómű elemeinek befoglalótérfogata és azok összege az első bolygómű áttétele függvényében

KÉTLÉPCSŐS BOLYGÓMŰ



Kétlépcsős bolygómű elemeinek tengelytávolsága az első lépcső áttétele függvényében

KÉTLÉPCSŐS BOLYGÓMŰ

Kétlépcsős dobhajtó bolygóműnél célszerű azonos átmérőjű gyűrűkereket választani. Ennek feltétele a tengelytávolság összefüggéséből levezetve:

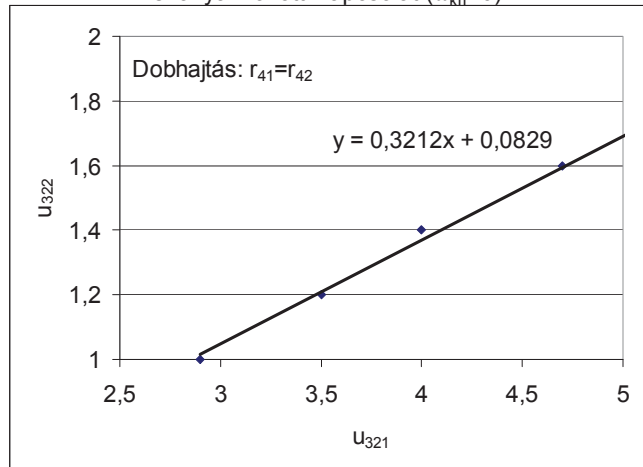
(A második lépcső karja áll ($\omega_{k11}=0$), $b/d_w=1$)

$$u_1 = u_{321}, u_2 = u_{322}$$

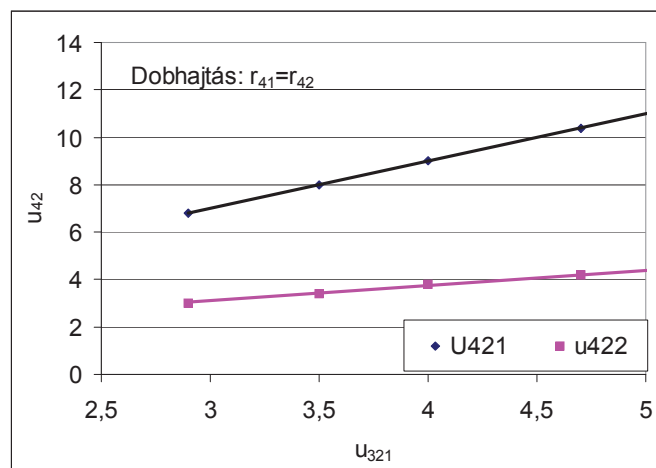
$$\frac{(1+u_1)^{4/3}}{u_1^{1/3}} \frac{2u_1+1}{u_1+1} = \frac{(1+u_2)^{4/3}}{u_2^{1/3}} (2+2u_1)^{1/3} \frac{2u_2+1}{u_2+1}$$

KÉTLÉPCSŐS BOLYGÓMŰ

A feltételeket kielégítő bolygómű két lépcsőjének u_{32} fogsám viszonyai közötti kapcsolat ($\omega_{k11}=0$)

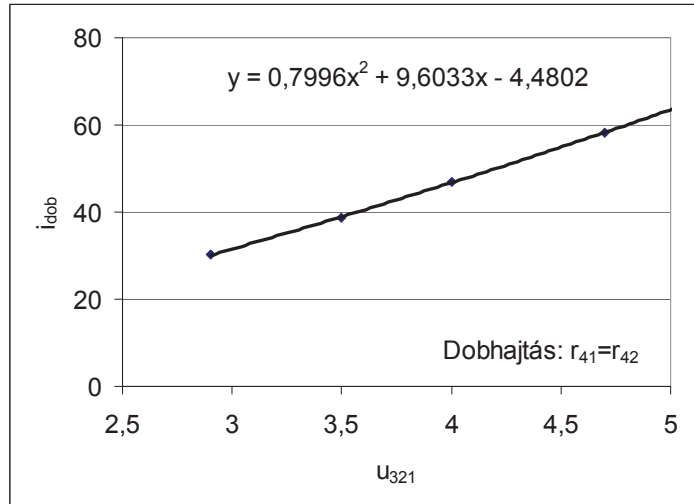


KÉTLÉPCSŐS BOLYGÓMŰ



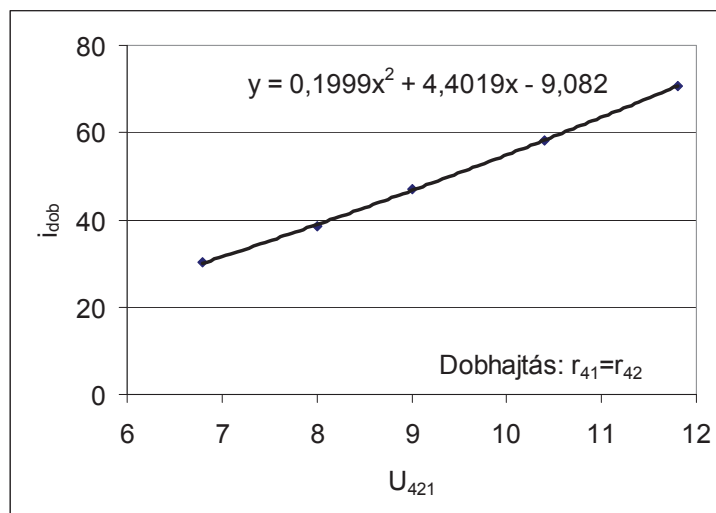
Kétlépcsős dobhajtó bolygómű elemeinek $u_{42}=z_4/z_2$ fogsám viszonya az első lépcső u_{321} fogsám viszonyának függvényében ($\omega_{k2}=0$)

KÉTLÉPCSŐS BOLYGÓMŰ



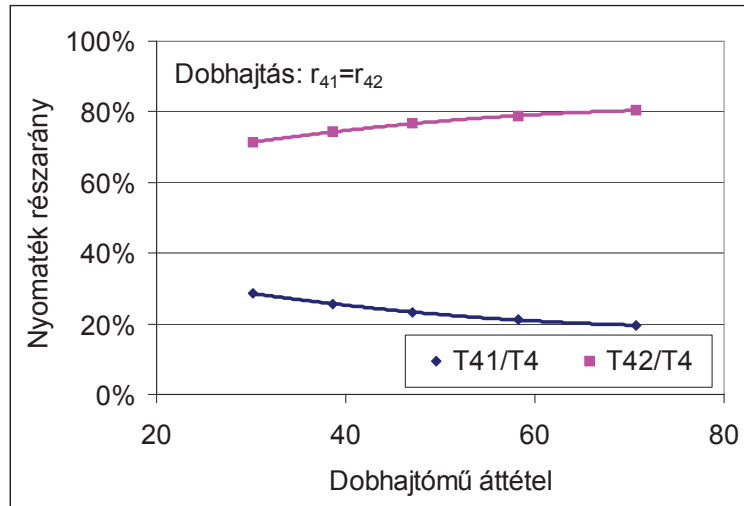
Kétlépcsős dobhajtó bolygómű áttétele az első lépcső u_{321} fogsám viszonyának függvényében ($\omega_{kl}=0$)

KÉTLÉPCSŐS BOLYGÓMŰ



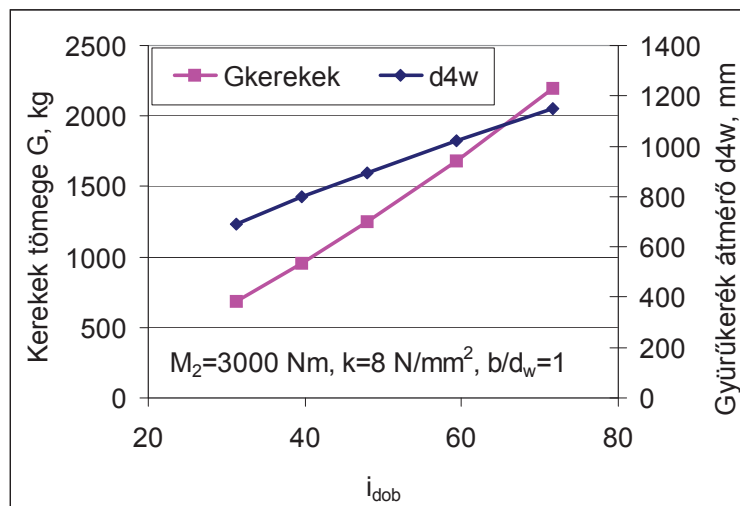
Kétlépcsős dobhajtó bolygómű áttétele az első lépcső u_{421} fogsám viszonyának ($-i_b$) függvényében ($\omega_{kl}=0$)

KÉTLÉPCSŐS BOLYGÓMŰ



Kétlépcsős dobhajtó bolygómu gyurukerekein kimenő nyomaték az áttétel függvényében, ha mindkét gyurúkerék hajt ($\omega_{ki}=0$)

KÉTLÉPCSŐS BOLYGÓMŰ



Kétlépcsős dobhajtás kerekeinek tömege, és gyurúkerék átmérője az áttétel függvényében ($r_{4w1}=r_{4w2}$)

KÉTLÉPCSŐS BOLYGÓMŰ

A dobhajtásokat célszerű úgy kialakítani, hogy mindegyik gyűrűkeréken menjen ki nyomaték!

Háromlépcsős hajtásnál már nem használható ki a teljes teherbírás, mert túl kis áttétel adódik az harmadik lépcsőnél.

BOLYGÓMŰVEK SZERKEZETI KIALAKÍTÁSA

Bolygóművek szerkezeti kialakítása

A kialakítás szabályai jelentős mértékben hasonlítanak a hagyományos hajtóműveknél megismert szabályokhoz.

A bolygómű szerkezetek jellegzetességei:

1. A nagy teljesítmény sűrűség miatt nagy a bolygókerék tengelyére és csapágyaira ható terhelés.
2. A be és kihajtó tengelyeket főleg csavaró nyomaték, és esetleg külső radiális és axiális erők terhelik.
3. Nagy teljesítmény átvitel esetén a bolygókerékbe gyakran siklócsapágyat kell építeni.
4. A fogaskerekek kenésének megtervezésénél ügyelni kell arra, hogy a nagysebességű fogaskerekek mélyen ne merüljenek bele az olajba (legfeljebb a fogmagasság 2-3 szorosáig)
5. Gondoskodjanak a fogkapcsolatok egyenletes terheléséről.

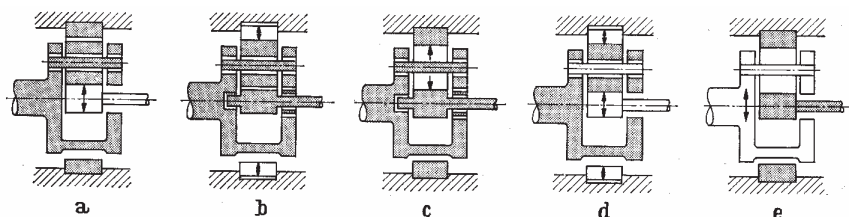
BOLYGÓMŰVEK SZERKEZETI KIALAKÍTÁSA

Egyenletes terhelés eloszlás megvalósítása:

1. Merev kar, ház, tengely és csapágyazás. Nagyon pontos gyártás, kis méreteltérések, alak és helyzethibák.
2. Terhelés kiegyenlítő szerkezetek. Ez olcsóbb lehet, bár a gyártástechnológia fejlődése miatt az utóbbi időben az első megoldás egyre erősebben terjed. A merevebb, pontosabb szerkezet kialakítását igénylik a szűk játékkal rendelkező, fokozott pontosságú bolygóművek is.

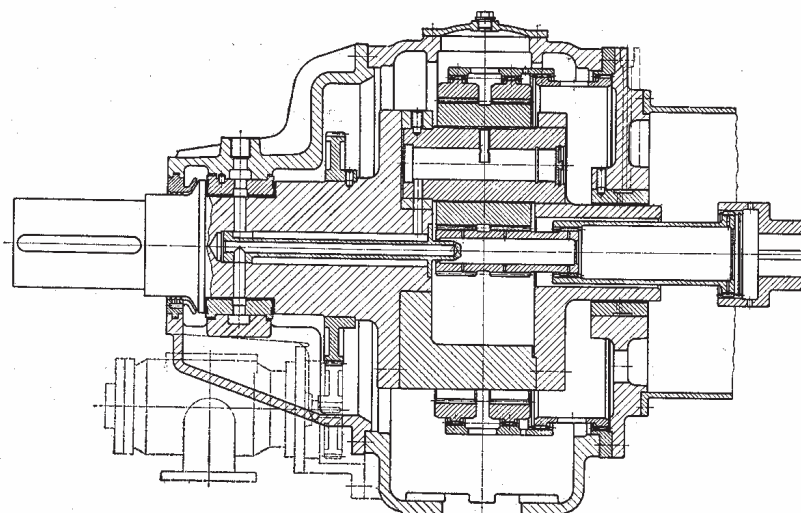
BOLYGÓMŰVEK SZERKEZETI KIALAKÍTÁSA

•A terhelés kiegyenlítésére megoldási lehetőségei



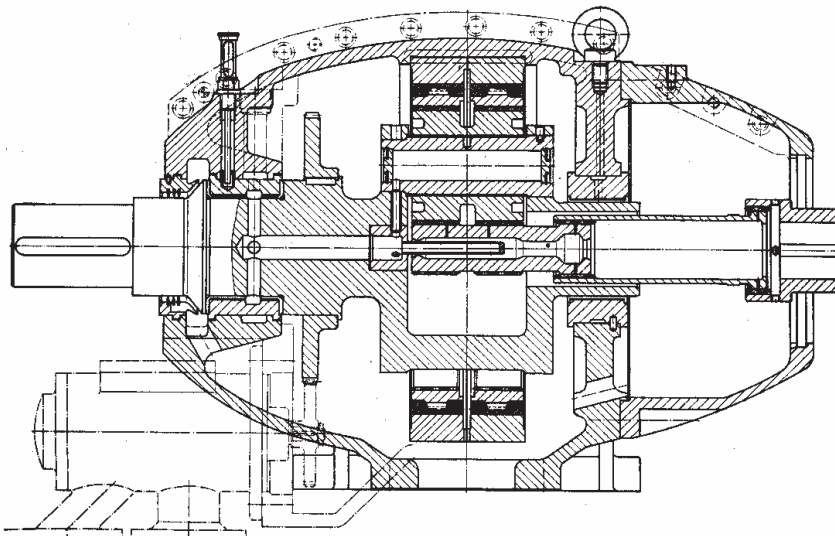
- 1. Mereven csapágyazott kar, beálló központi kerekek (pl. beálló napkerék és/vagy beálló gyűrűkerék **a, b, d**).
- 2. Mereven csapágyazott kar és központi kerekek, beálló bolygókerék megfogások (pl. hajlékony bolygókerék tengely, rugalmas csapágyazás, beálló csapágyazás, **c**).
- 3. Mereven csapágyazott központi kerekek és bolygókerékek, beálló kar **e**.

KB BOLYGÓMŰ BEÁLLÓ NAPKERÉKKEL ÉS GYŪRŰKERÉKKEL



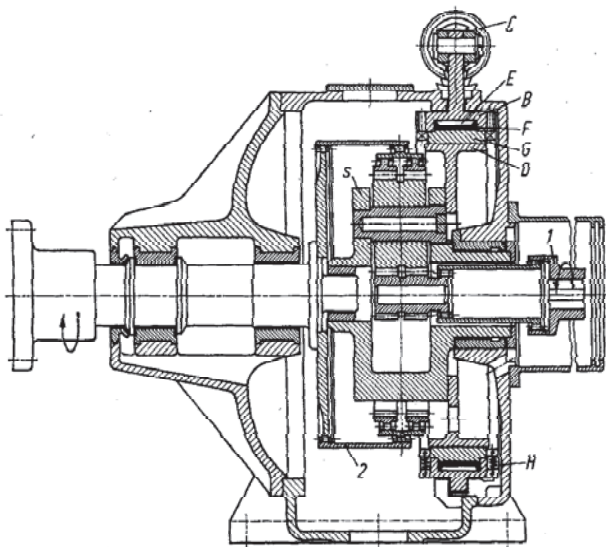
Siklócsapágyazás, saját kenőrendszer, közvetlen kenőanyag szivattyú hajtás.
Fogasgyűrűs napkerék és gyűrűkerék. Nyílfogazatú bolygókerékek

KB BOLYGÓMŰ BEÁLLÓ NAPKERÉKKEL ÉS GYŰRŰKERÉKKEL



Siklócsapágyzás, saját kenőrendszer, közvetlen kenőanyag szivattyú hajtás,
Fogasgyűrűs napkerék hajtás, gumiba ágyazott gyűrűkerék. Nyílfogazatú bolygókerékek

KB BOLYGÓMŰ BEÁLLÓ NAPKERÉKKEL ÉS GYŰRŰKERÉKKEL



A kar túlterhelését
hidraulikus fék
akadályozza meg. A féket
rugó köti a házhoz.

Fogasgyűrűs kiegyenlítő
tengelykapcsolók
közvetítik a hajtást.

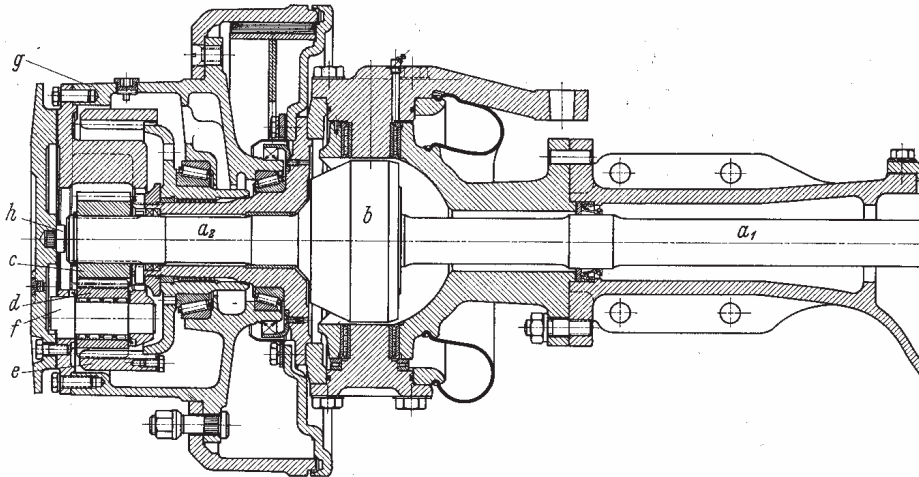
Behajt a napkerék kihajt a
kar.

Valamennyi tengelyt
siklócsapágyban
ágyazták.

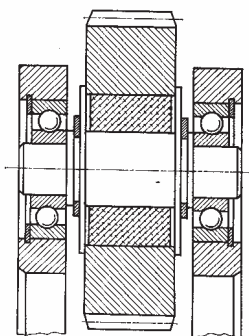
A kenőanyag ellátó
rendszer nincs feltüntetve

KERÉKHAJTÁS KB BOLYGÓMŰVEL

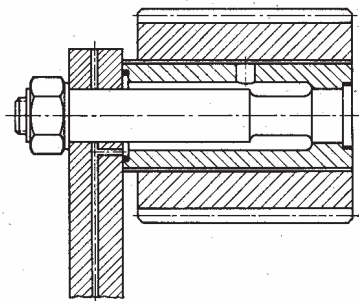
Beálló nap és gyűrűkerék, kétoldalas merev kar és bolygókerék
Napkerék behajtás, kar kihajtás



BEÁLLÓ BOLYGÓKEREKEK

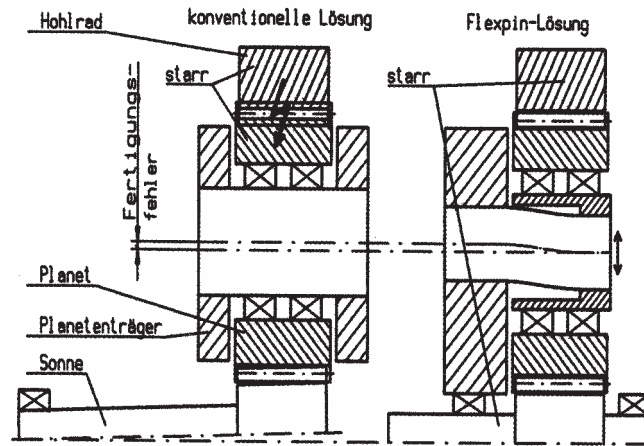


Gumiba ágyazás



Hajlékony tengely

BEÁLLÓ BOLYGÓKEREK



Új bolygómű szélerőmű generátor bolygókerék tengelyének hagyományos és beálló kialakítása (Maag). A beálló napkerék helyett rugalmas bolygókerék tengely, miközben a napkerék és gyűrűkerék csapágyazása merev.

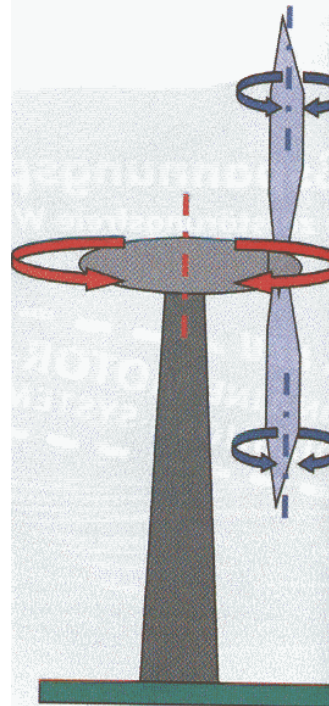
Szélerőmű bolygóművek

Bolygóművek feladata:

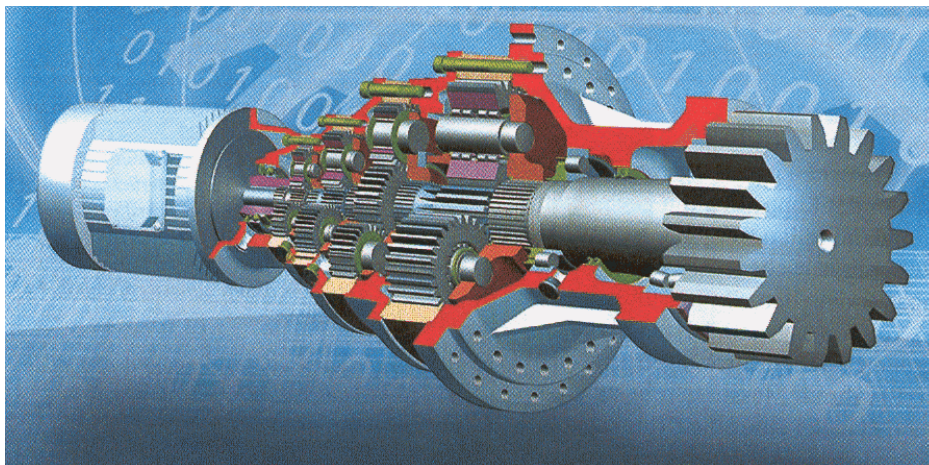
Generátor hajtás

Gondola forgatás

Járókerék lapát állítás

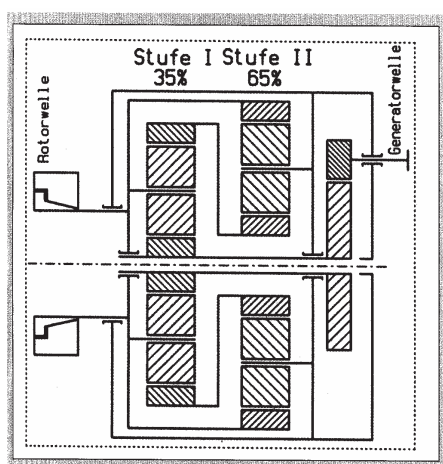


BOLYGÓMŰ SZÉLERŐMŰHÖZ



Néglépcsős bolygómu szeleromu gondola
forgatasához es lapat állításához (Bonfiglioni)

Teljesítmény megosztás szeleromu generatort hajtó bolygomuiben



A járókerék egyszerre hajtja az I. lépcső karját, és a II. fokozat gyűrűkerekeit.

A kihajtás az I. lépcső napkereken.

A II. fokozat karja áll.

I. lépcsőben 5 bolygókerék

II. lépcsőben 7 bolygókerék

Az egyenletes terhelés eloszlást a hajlékony tengely biztosítja.

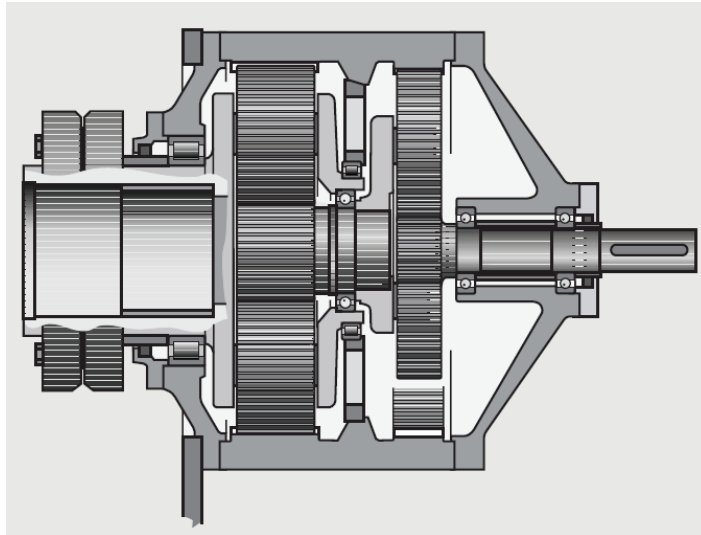
Új bolygómu elképzelés szeleromu
generatort meghajtására

Kétlépcsős bolygómű

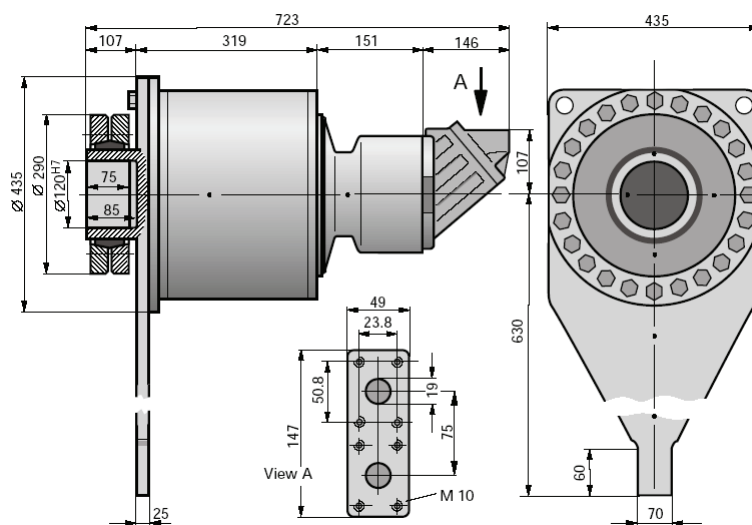
Első lépcső
karja egy
helyen
csapágyazott.

Kis terhelés,
egyoldalas kar.

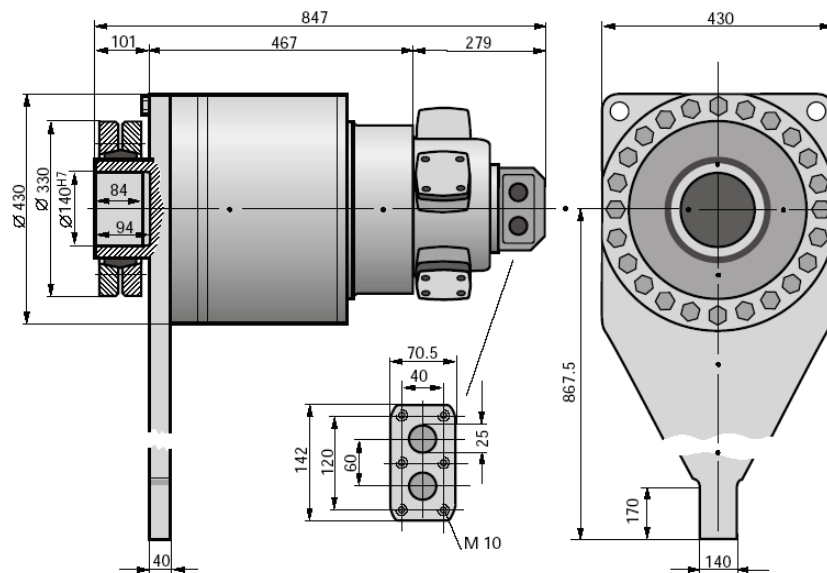
Nagy terhelés,
kétoldalas kar



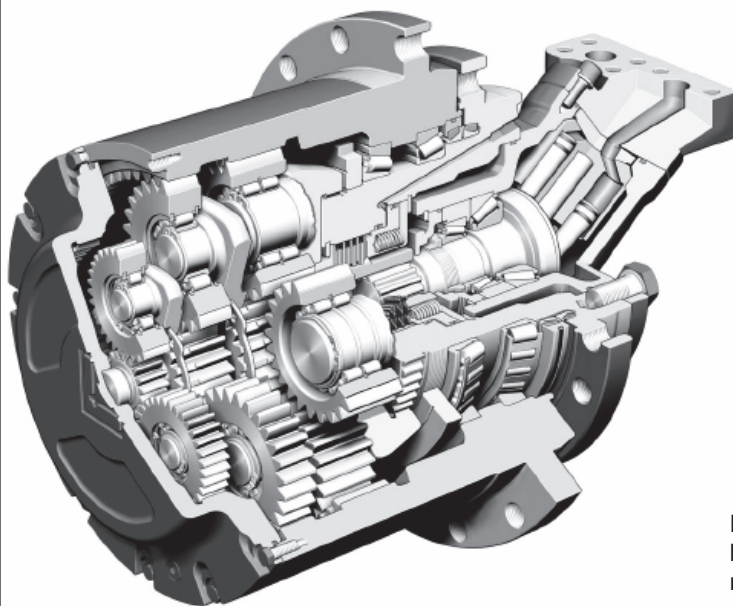
Hidromotorral hajtott bolygómű



Hidromotorral hajtott bolygómű

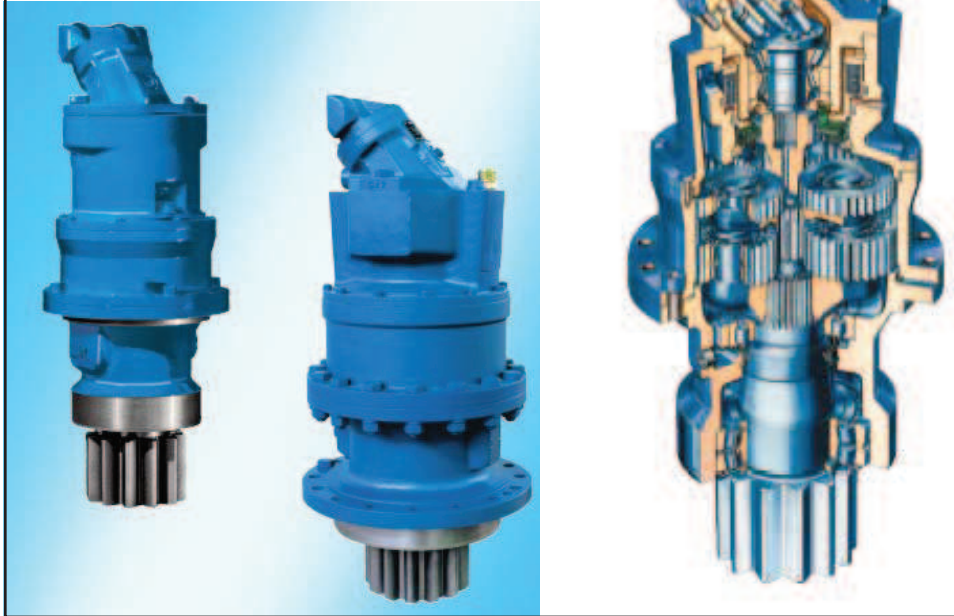


Hidromotorral egybeépített, kereket hajtó bolygómű



Hajtó tengely a baloldali bolygómű napkereket forgatja.

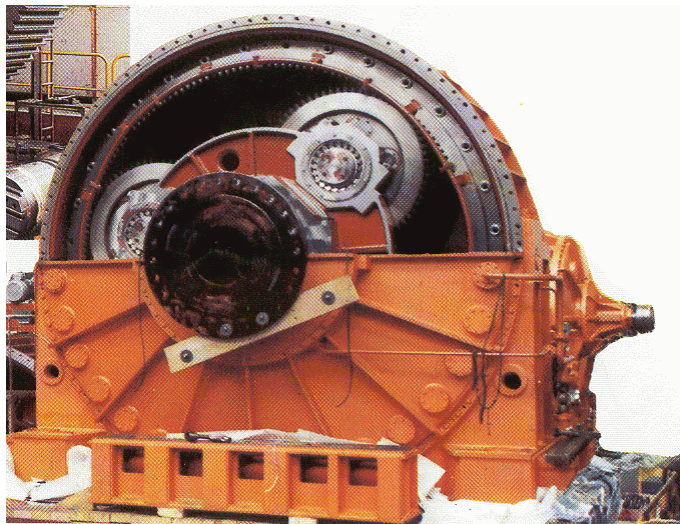
Forgató bolygóművek



Hidromotorral hajtott bolygómű kötéldob forgatására



CEMENTMALOM HAJTÓMŰ

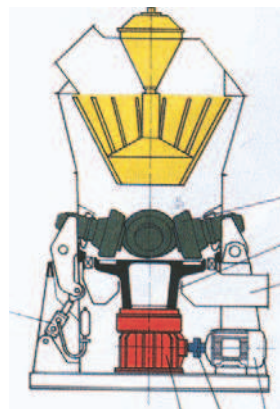


www.technik.hu

Cementmalom bolygóműves hajtása

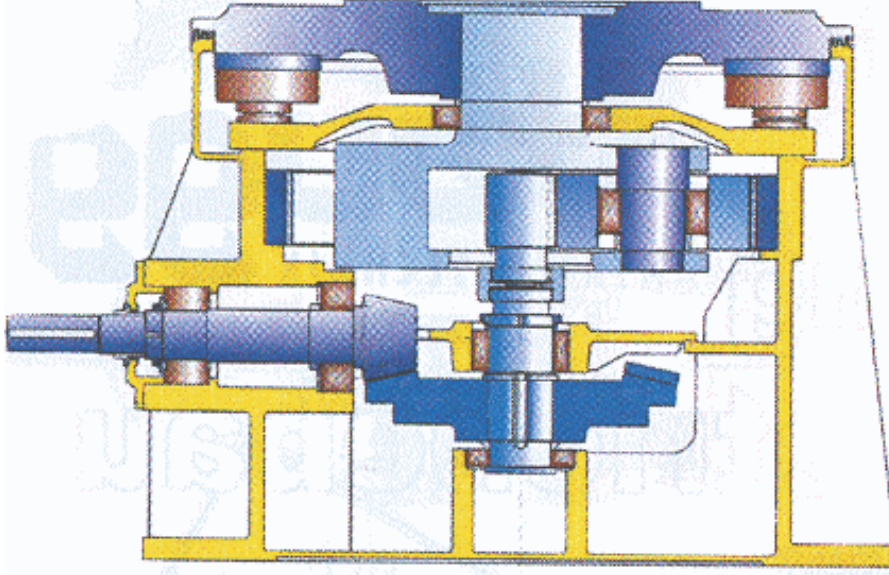


2: Vertikalmühle in einem Zementwerk

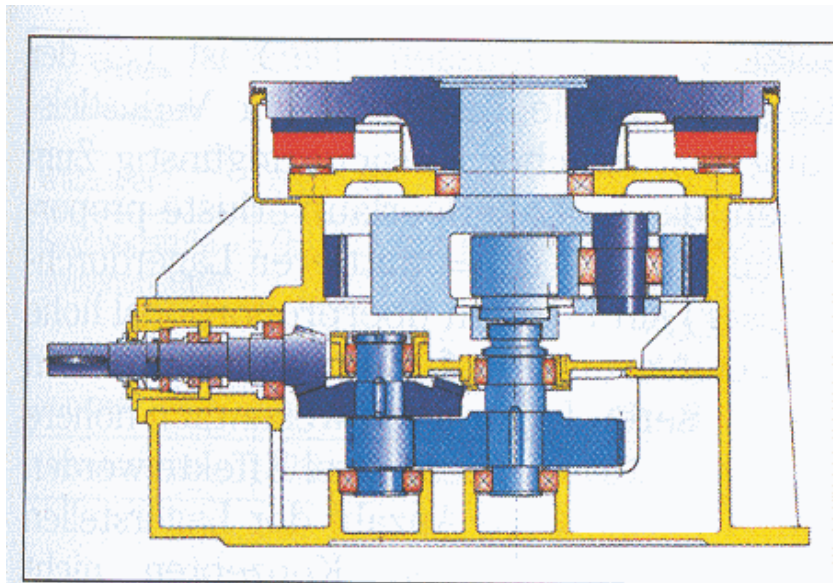


Függőleges tengelyű cementmalom bolygóműves hajtással

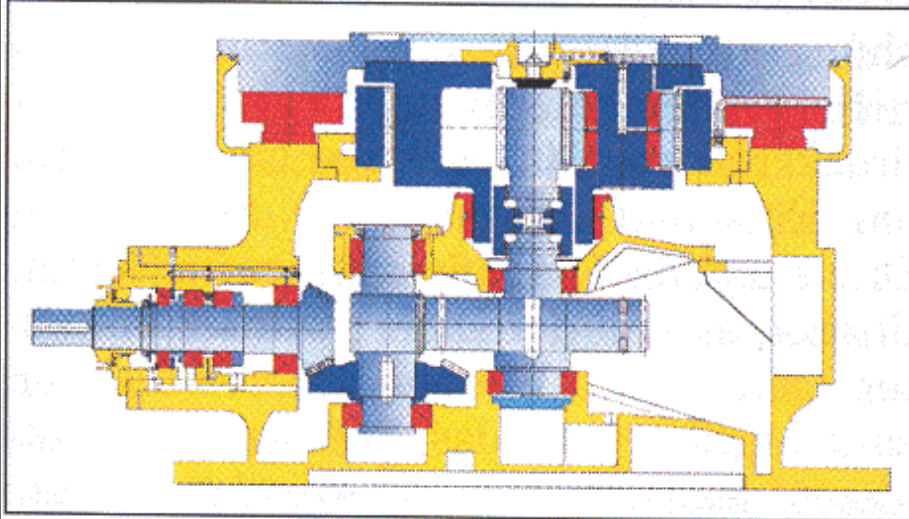
Cementmalom bolygóműves hajtása



Cementmalom bolygóműves hajtása

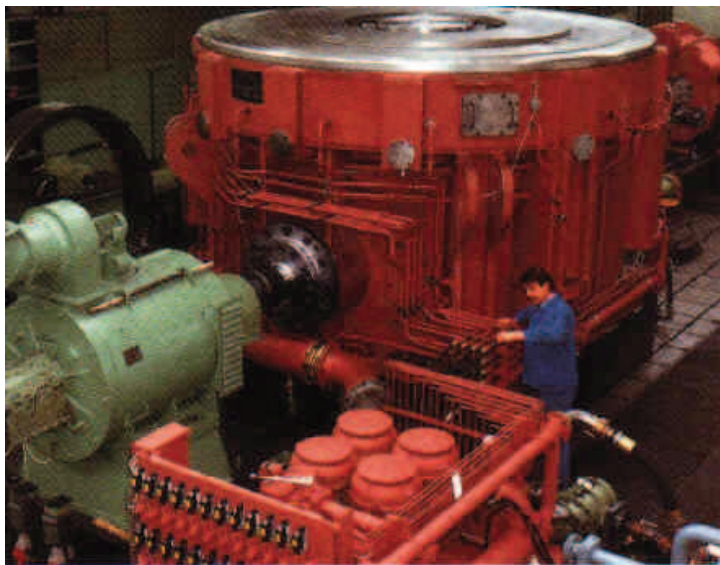


Cementmalom bolygóműves hajtása



P = 1500-6000 kW (Flender)

FÜGGŐLEGES CEMENTMALOM BOLYGÓMŰVE



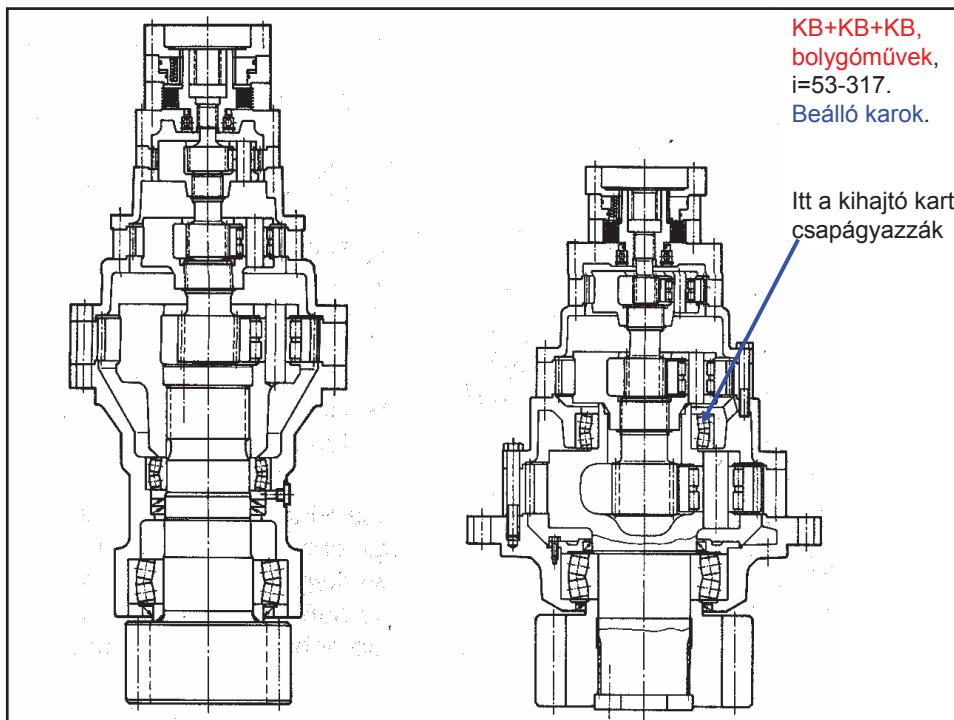
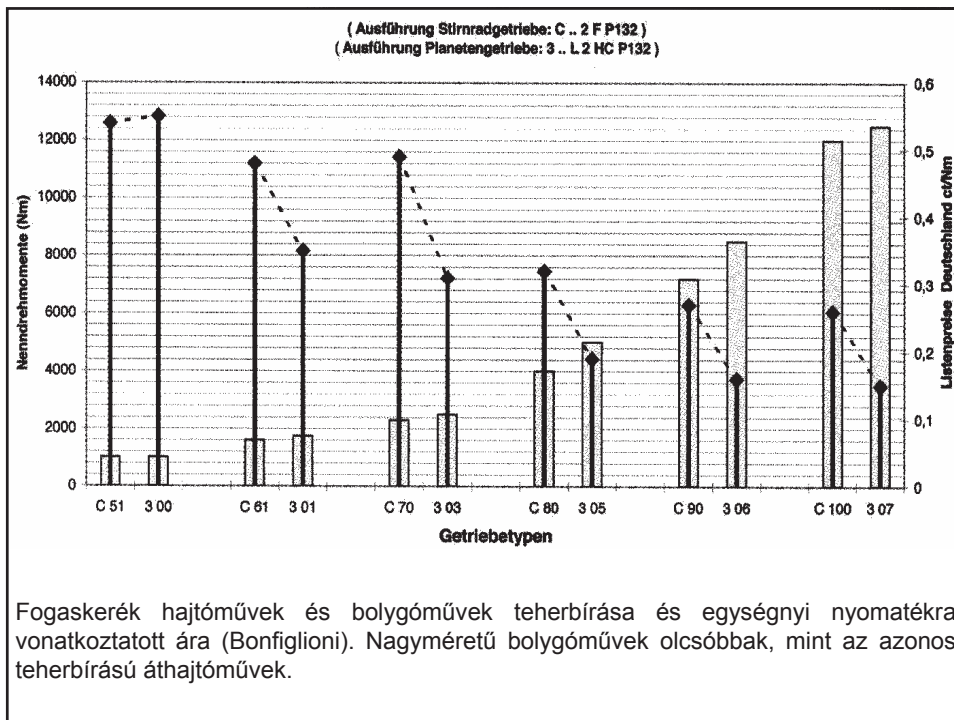
$i = 40-80$

BOLYGÓMŰ VESZTESÉG

Verlust- leistungen	Getriebetyp		
	zweistufig (KMP)	dreistufig (KMPS)	dreistufig
Wälzlager	53,4 kW	44,5 kW	47,4 kW
Kegelradstufe Zwischenstufe	(i= 4,1) 24,6 kW -	(i = 2) 19,2 kW (Stirnradstufe i = 3,4) 22,7 kW	(i = 2) 19,2 kW (Planetenstufe i= 5,6) 29,5 kW
Planetenstufe Summe	(i = 9,3) 39,9 kW 64,5 kW	(i = 5,6) 36,7 kW 78,6 kW	(i = 3,4) 30,2 kW 78,9 kW
Gesamtsumme	117,9 kW	123,1 kW	126,3 kW

$\eta, \%$ **96,8** **96,6** **96,5**

**3600 kW teljesítményű cementmalom hajtómű
különböző változatainak veszteségei (Flender)**



DARUFORGATÓ BOLYGÓMŰ

KB+KB bolygómű

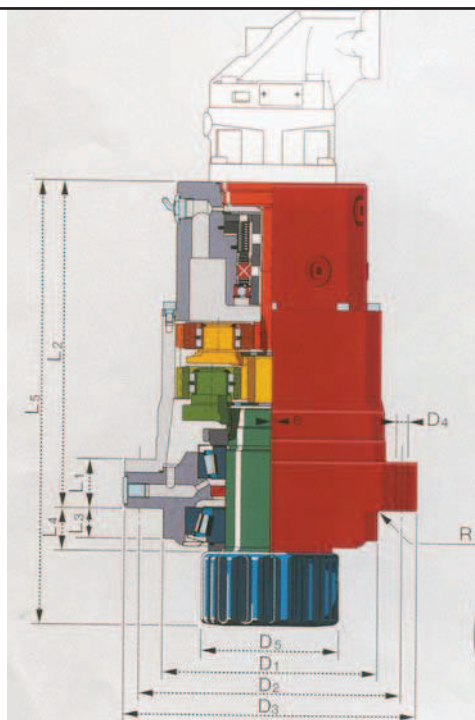
Egyoldalas beálló karok

Azonos gyűrűkerék

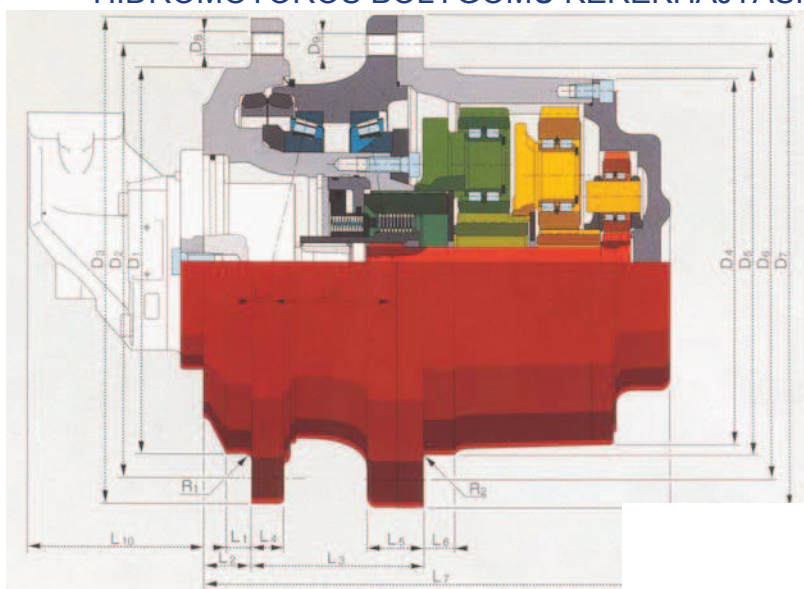
Hidromotoros meghajtás

Beépített fék

$i = 32-168$



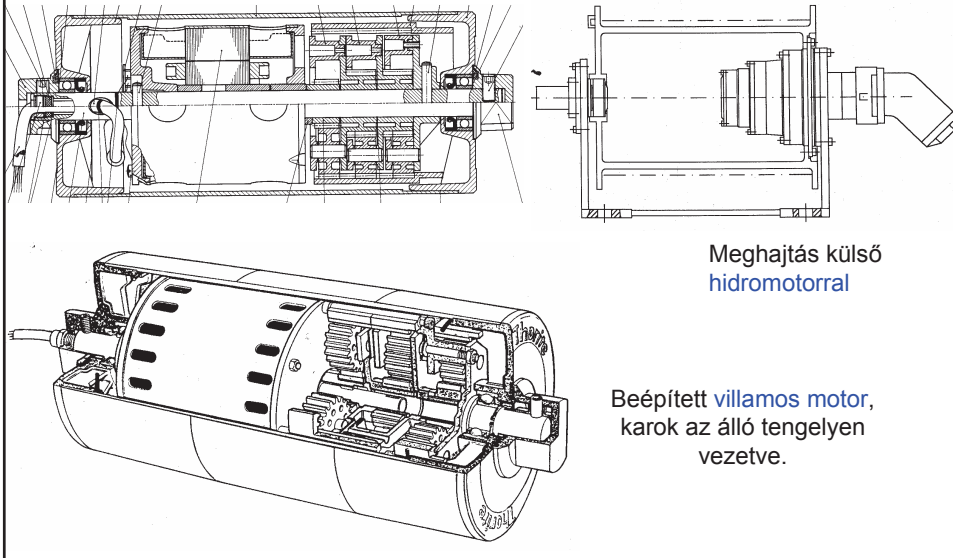
HIDROMOTOROS BOLYGÓMŰ KERÉKHAJTÁSHOZ



KB+KB+KB bolygómű, közös gyűrűkerék a 2. és 3. lépcsőben.

A gyűrűkerekek hajtják a kereket, $i = 65-283$. Beálló karok

DOBJAJTÁSOK BEÉPÍTETT BOLYGÓMŰVEL

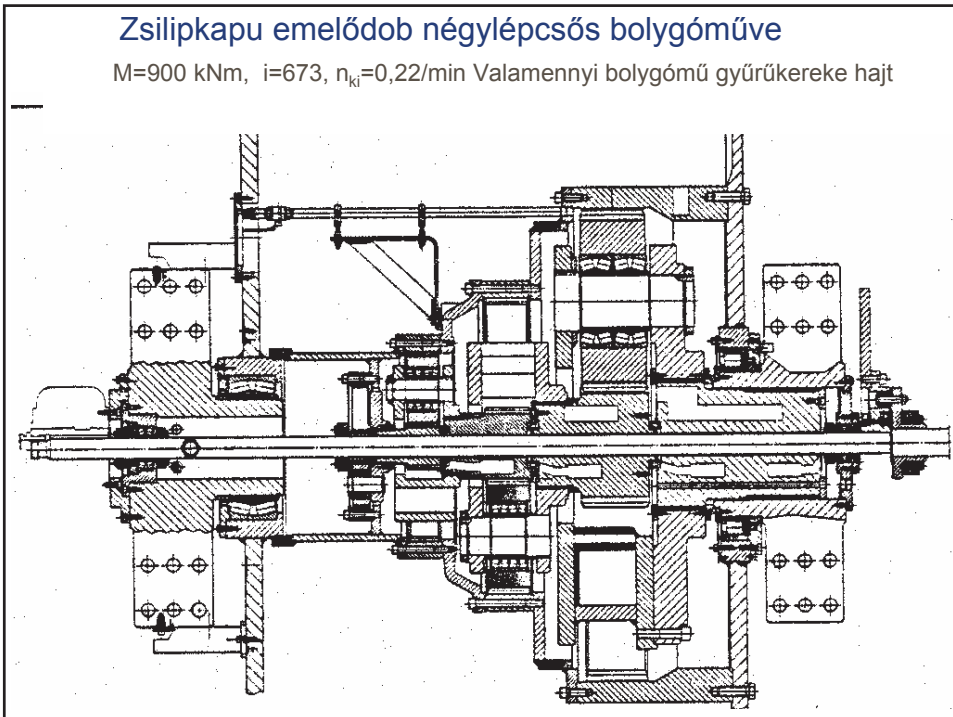


Meghajtás külső hidromotorral

Beépített villamos motor, karok az álló tengelyen vezetve.

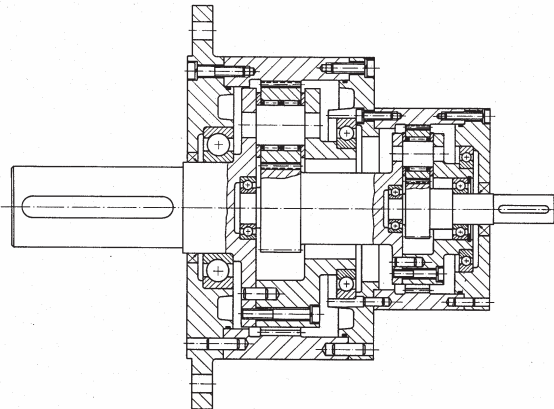
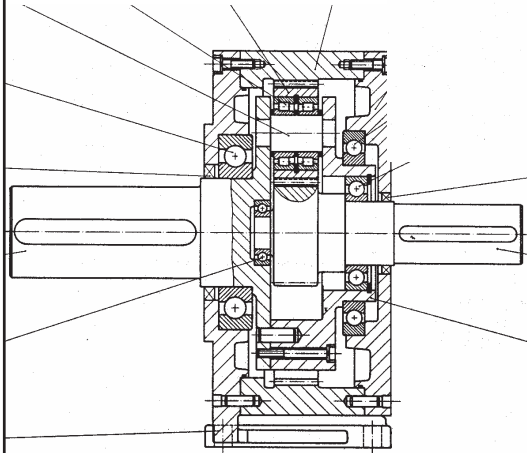
Zsilipkapu emelődob négylépcsős bolygómuve

$M=900 \text{ kNm}$, $i=673$, $\eta_{ki}=0,22/\text{min}$ Valamennyi bolygómu gyűrűkereke hajt



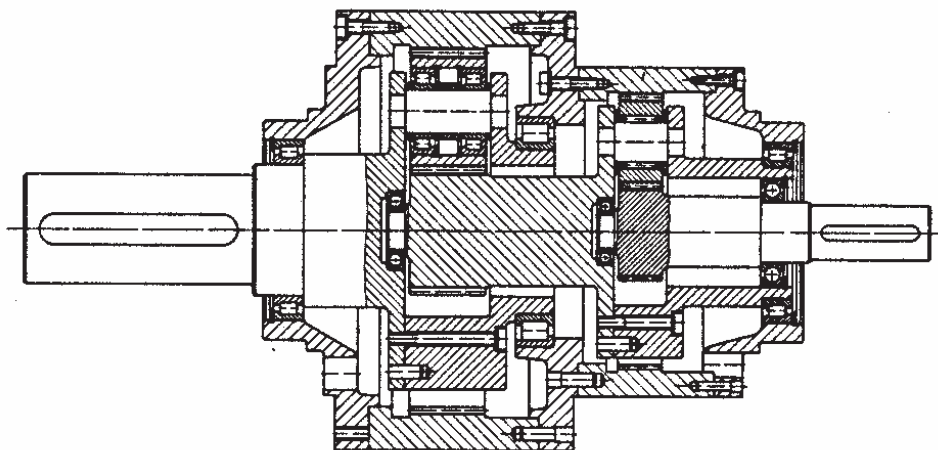
EGY ÉS KÉTLÉPCSŐS MEREV BOLYGÓMŰ

KB bolygómű nincs
beálló elem, merev
szerkezet



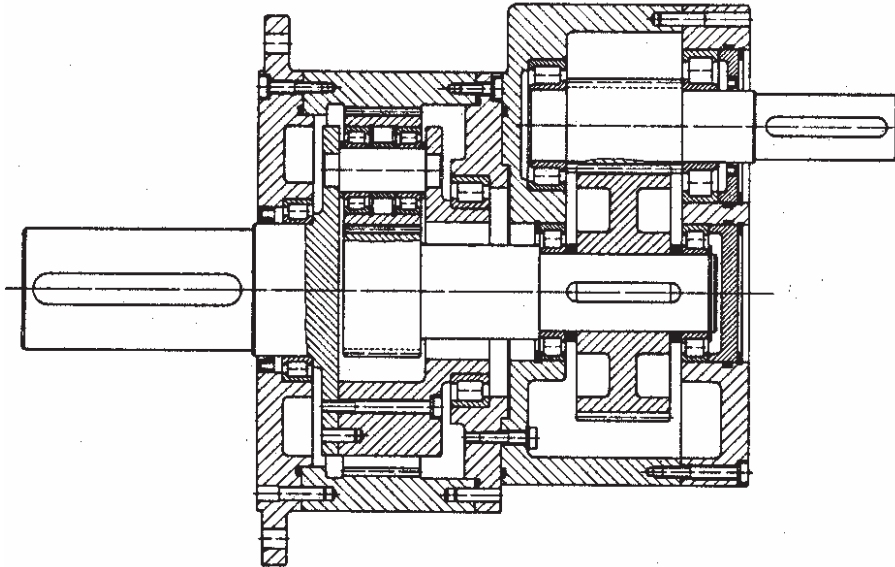
KB+KB bolygómű
nincs beálló elem,
merev szerkezet

KÉTLÉPCSŐS MEREV BOLYGÓMŰ

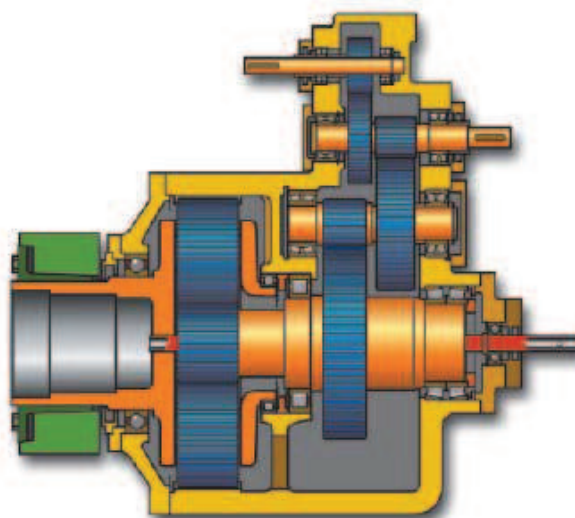


KB+KB bolygómű, nincs beálló
elem, merev szerkezet

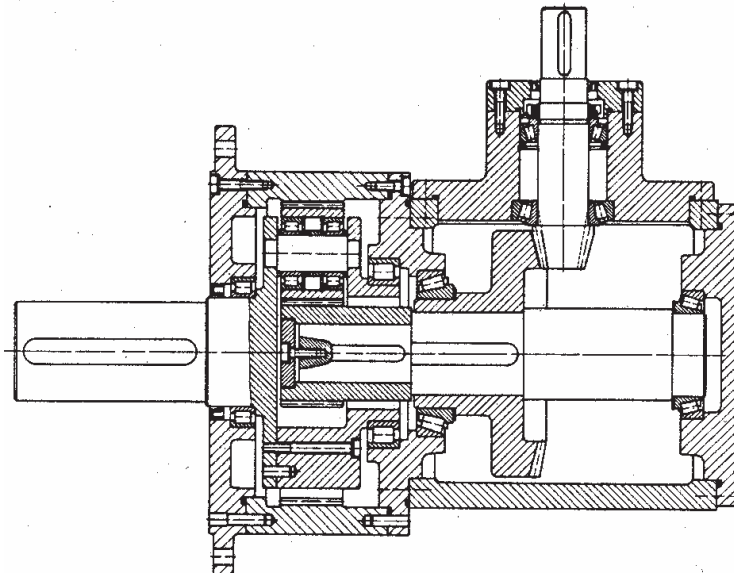
FOGASKERÉK HAJTÁSSAL KOMBINÁLT BOLYGÓMŰ



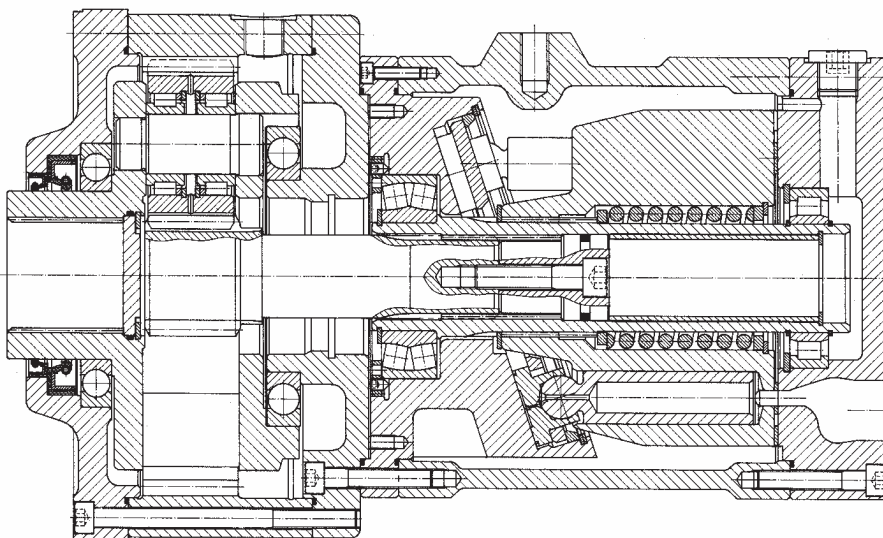
Hengereskerék hajtással kombinált bolygómu



KÚPKERÉK HAJTÁSSAL KOMBINÁLT BOLYGÓMŰ

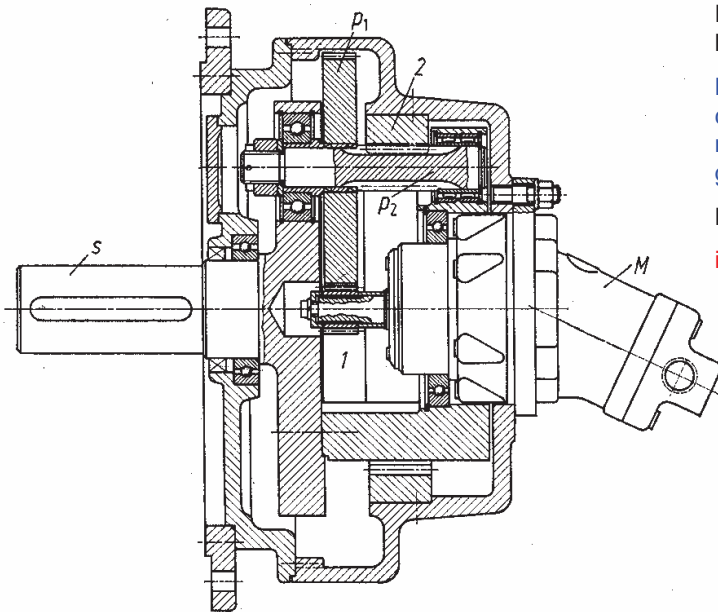


NAGYTEHERBÍRÁSÚ BOLYGÓMŰ



$M_{\max}=1,8 \text{ MNm}$, $n=2,6 \text{ 1/min}$, beálló napkerék, merev kar
és gyűrűkerék. Hajtás: hidromotor

NAGYÁTTÉTELŰ K+B BOLYGÓMŰ



Hidromotoros hajtás.

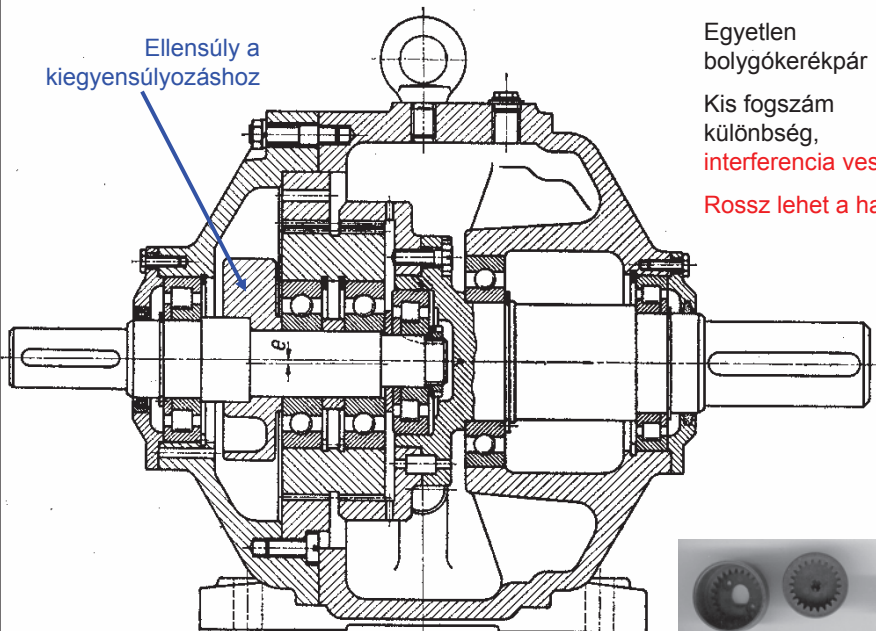
Beállító napkerék, csapágyazott kar, merev gyűrűkerek.

$M_{ki} = 4500 \text{ Nm}$

$i = 50,3$

NAGYON NAGY ÁTTÉTELŰ B+B BOLYGÓMŰ

Ellensúly a kiegyensúlyozáshoz



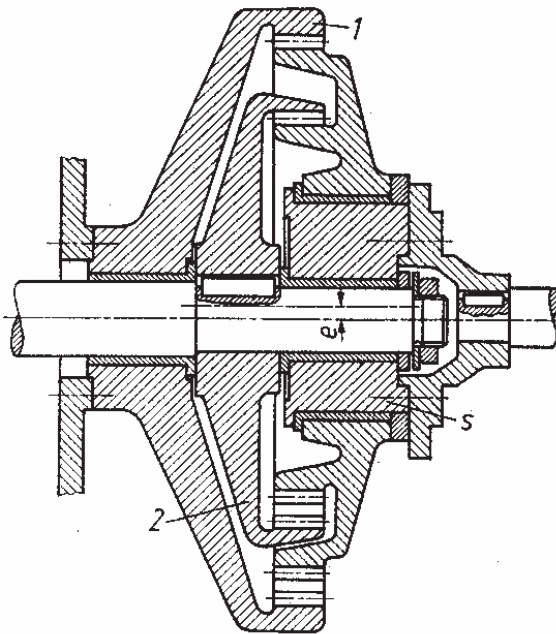
Egyetlen bolygókerékpár

Kis fogsámkülönbség, interferencia veszély

Rossz lehet a hatásfok



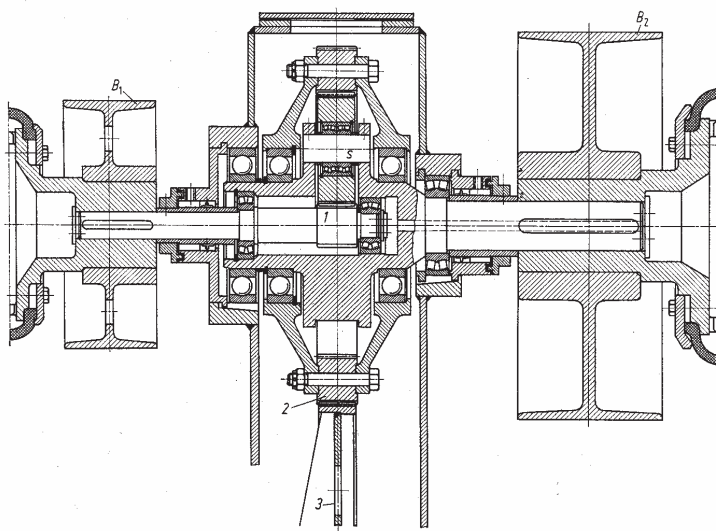
NAGY ÁTTÉTELŰ B+B BOLYGÓMŰ



Egyetlen bolygókerékpár
Kis excentricitás esetén
igen nagy áttétel
Nincs ellensúly a
kiegyensúlyozáshoz

KIEGYENLÍTŐ BOLYGÓMŰ

Behajtás a jobboldalon (a karon), kihajtás a gyűrűkerék külső fogaskoszorúján. Kis mértékben gyorsító hajtás.



A baloldali tengelyen behajtva gyorsítható vagy lassítható a kihajtó fogaskoszorú sebessége.

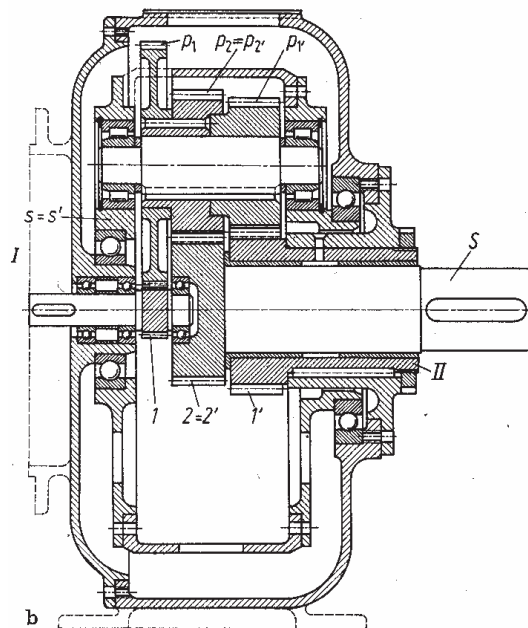
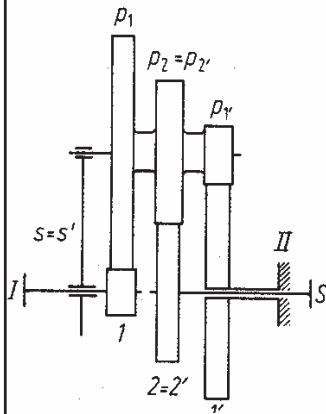
A B1 fék rögzíti a baloldali tengelyt, ha nincs hajtva.

A jobboldali tengelyt rögzítve (B2 fékkel) nagy áttételű lassító hajtás alakul ki.

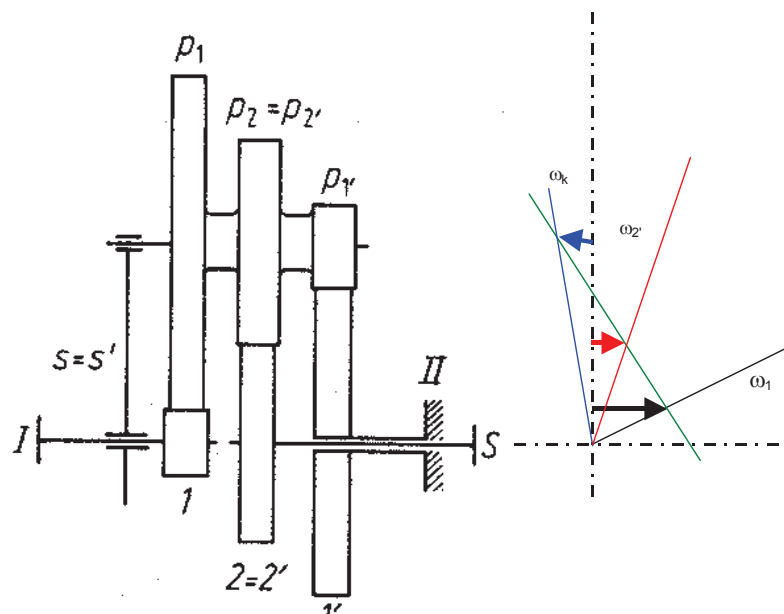
K+K+K BOLYGÓMŰ

Behajt az 1 napkerék, kihajt a 2 napkerék, áll az 1' napkerék.

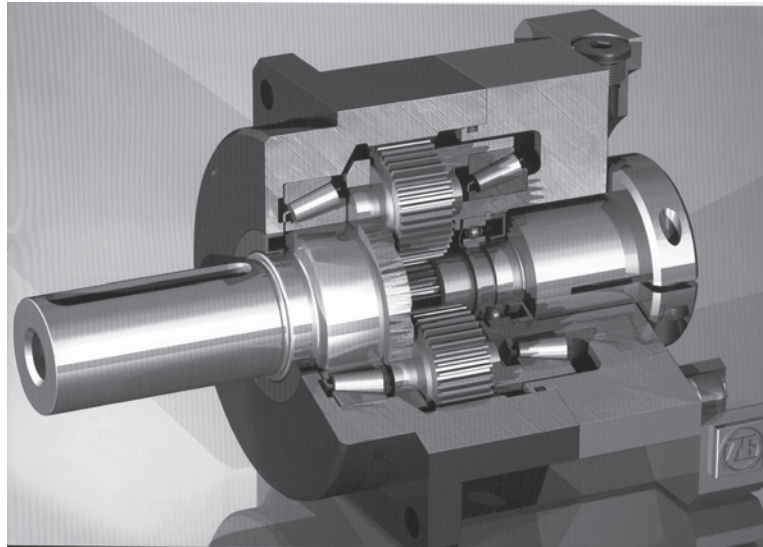
A kar (S) szabadon fut,



K+K+K BOLYGÓMŰ

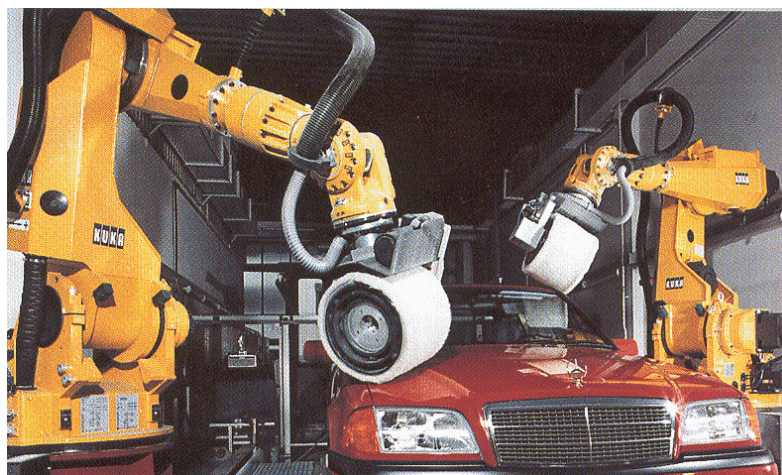


ROBOT HAJTÓMŰ



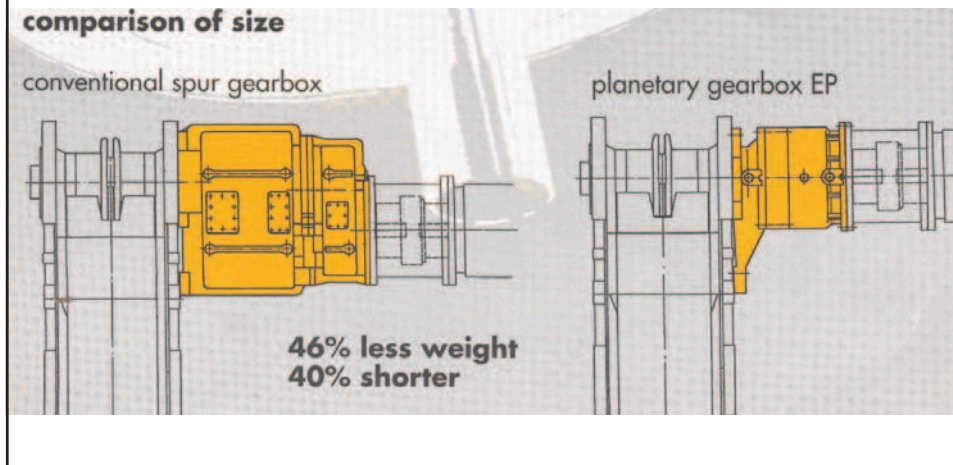
KB bolygómu. Nagy pontosságú fogazat. Pontos helyzetbeállítás
Nagy merevségű ház és kúpörgős csapágyazás, hézagmentes
tengelykapcsoló.

BOLYGÓMŰVEL MOZGATOTT ROBOT



SZÁLLÍTÓSZALAG HAJTÁS

Jelentős súly, hely és
költségmentesítés,



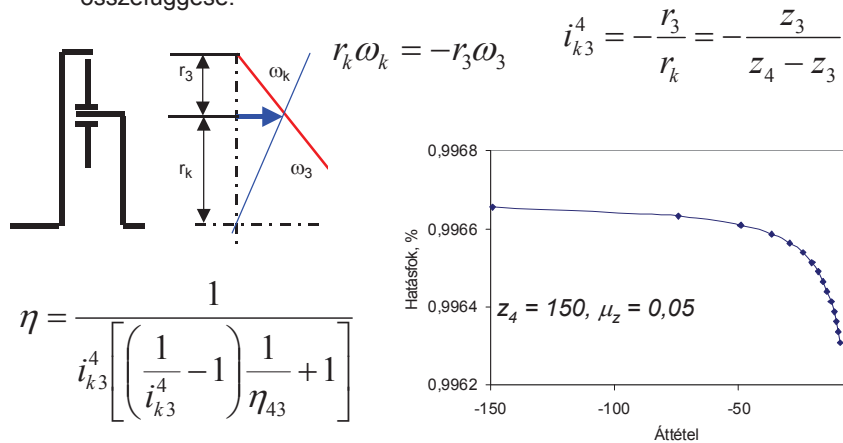
SZÁLLÍTÓSZALAG HAJTÁS



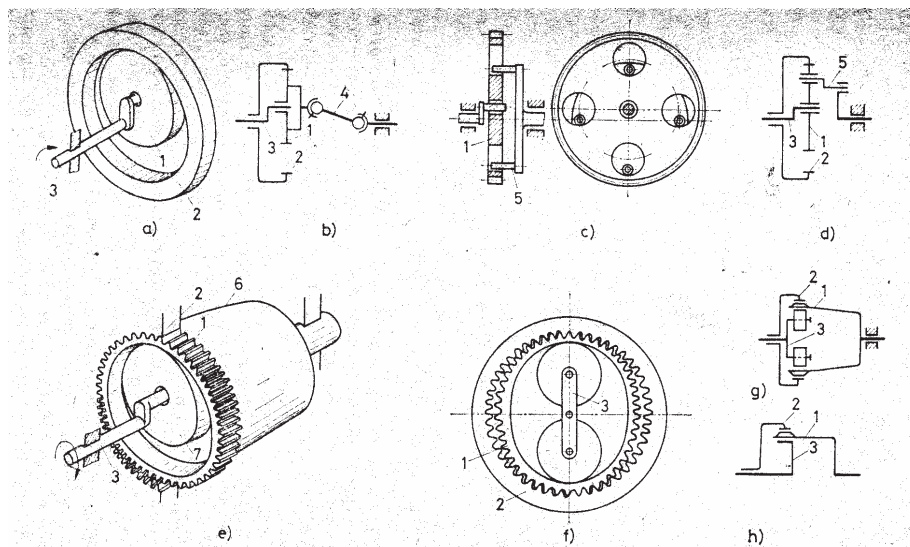
CIKLOHAJTÓMŰ

A B típusú elemi bolygómu nagy áttétel megvalósítására alkalmas, ha kicsi a fogsorszám különbség a gyűrűkerék és a bolygókerék között, és kedvező a hatásfoka is.

Amikor a kar hajt be, és a bolygókerék hajt ki, az áttétel és a hatásfok összefüggése:



HULLÁMHAJTÓMŰ SZÁRMAZTATÁSA



CIKLOHAJTÓMŰ

A **B típusú elemi bolygómű** nagy áttétel megvalósítására alkalmas, ha kicsi a fogszám különbség a gyűrűkerék és a bolygókerék között, és kedvező a hatásfoka is (ICONA GEAR).



CIKLOHAJTÓMŰ

Gondot jelent:

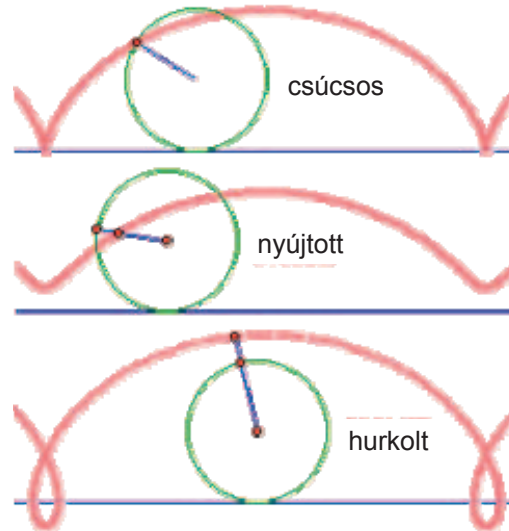
- a nagy áttételhez és jó hatásfokhoz szükséges kis fogszám különbség megvalósítása evolvens fogprofil esetén az interferenciák miatt,
- a nyomaték elvezetése a bolygókerékről a kiegyensúlyozatlanság miatt.

A **fogszám különbség csökkentése ciklois fogazattal megvalósítható.**

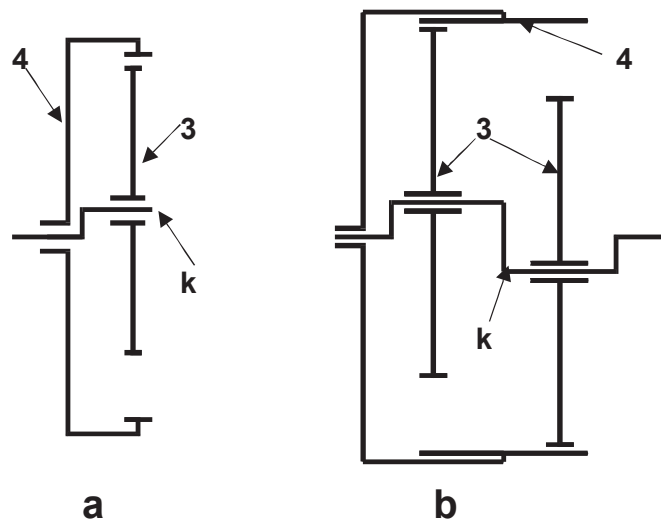
Erre **Lorenz Braren** tett javaslatot először, aki 1931-ben szabadalmaztatott, és a Lipcsei Vásáron bemutatott egy olyan **B típusú bolygóművet**, amelynek

- bolygókerékei **nyújtott ciklois fogazattal** készültek
- a gyűrűkerék fogait **görgők** alkották,
- a terhelés kiegyenlítésről **két, 180°-ra elhelyezett bolygókerék** gondoskodott
- a nyomatékot a bolygókerékekről **menesztő csapos tárcsa** vette le.

CSÚCSOS, HURKOLT ÉS NYÚJTOTT CIKLOIS



CIKLOHAJTÓMŰ



- a) B típusú bolygómu, b) ciklohajtomű elrendezése. A terhelés kiegyenlítésről két, 180°-ra elhelyezett bolygókerék gondoskodik

CIKLOHAJTÓMŰ

Ciklohajtómű elemeinek kapcsolódása

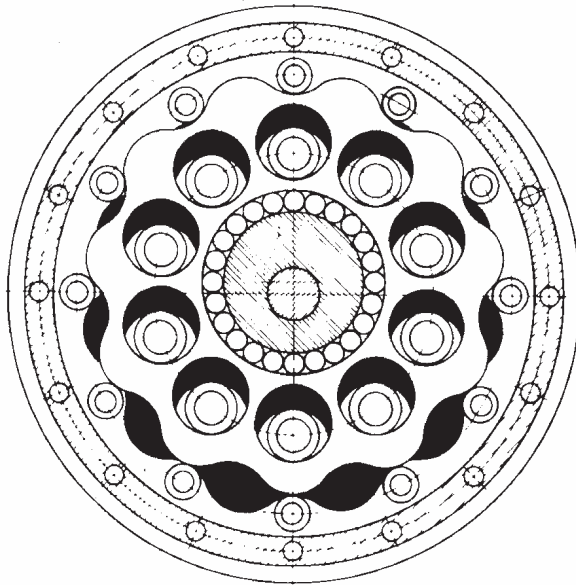
Két bolygókerék egymás mögött

A nyomatékot a bolygókerékekről **menesztő csapos tárcsa** veszi le.

Lorenz Braren létrehozta a CYCLO Getriebebau céget a hajtómű gyártására.

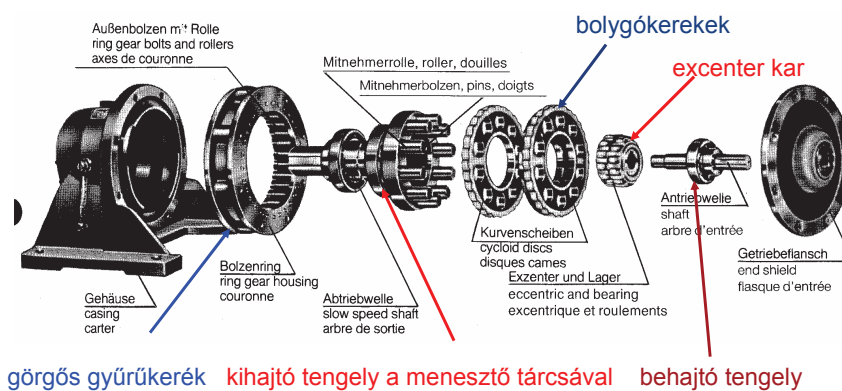
Szabadalmát megvette SUMITOMO japán cég 1935-ben. Repülőgép futómű billentésére használták.

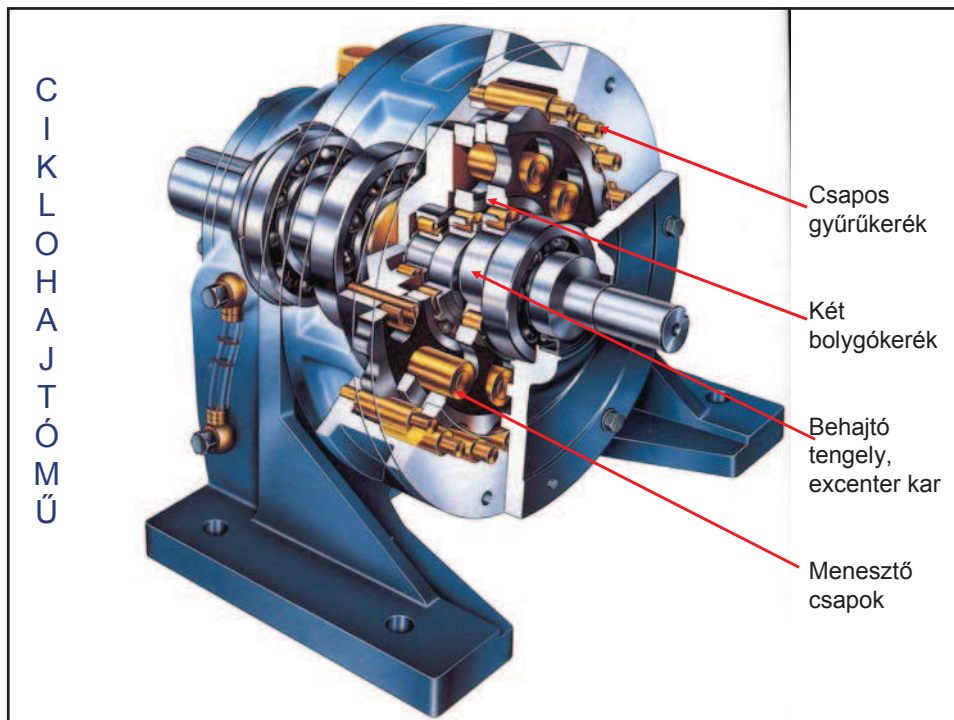
1994-ben a SUMITOMO megvette a CYCLO Getriebebau céget.



CIKLOHAJTÓMŰ

Ciklohajtómű alkotó elemei





CIKLOHAJTÓMŰ

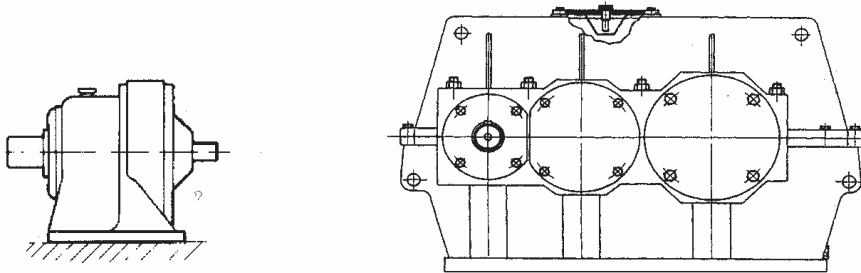
Ciklohajtó jellemzői:

$$i_{k3}^4 = -\frac{r_3}{r_k} = -\frac{z_3}{z_4 - z_3}$$

- **Kis fogszám különbség** a bolygókerék és a csapos gyűrűkerék között ($z_4 - z_3 = 1$), nincs interferencia, **nagy az áttétel** ($i = 6-119$).
- **Görgős kapcsolat** a csúszó súrlódás csökkentésére, kis súrlódási veszteség, **jó hatásfok**.
- A görgős kapcsolat miatt előfeszíthető, **játékmentessé tehető**, nagy a pozicionálási pontosság. (hiba $< 2'$, de van ennél pontosabb is)
- A fogak fele (a 180° -os íven levő fogak) részt vesz a terhelés átvitelében: igen a **nagy teherbírás**, amit a fogak és a görgők érintkezésénél kialakuló Hertz feszültség korlátoz. Statikusan névleges terhelésének 5-szöröse is átvihető. **Nagy megbízhatóság**.
- Igen **nagy gyártási pontosság** szükséges. A fogprofil a deformációkat is figyelembe véve alakítják ki.
- **Hosszú élettartam**.
- **Kevés karbantartást** igényel.
- Kis méret esetén zsírkenés, nagyobb méreteknél olajkenés.

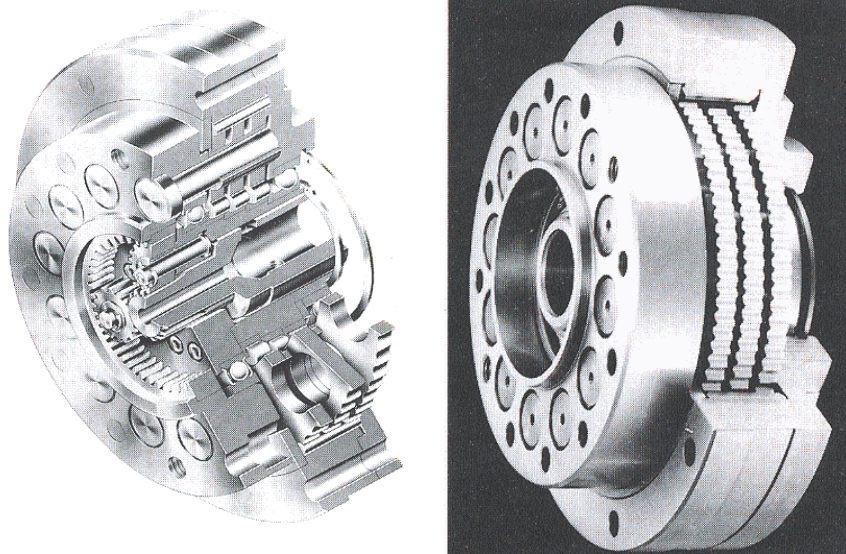
CIKLOHAJTÓMŰ

Azonos teljesítmény átvitelére alkalmas, azonos áttételű ciklohajtómű és hengeres kerekű áthajtómű.



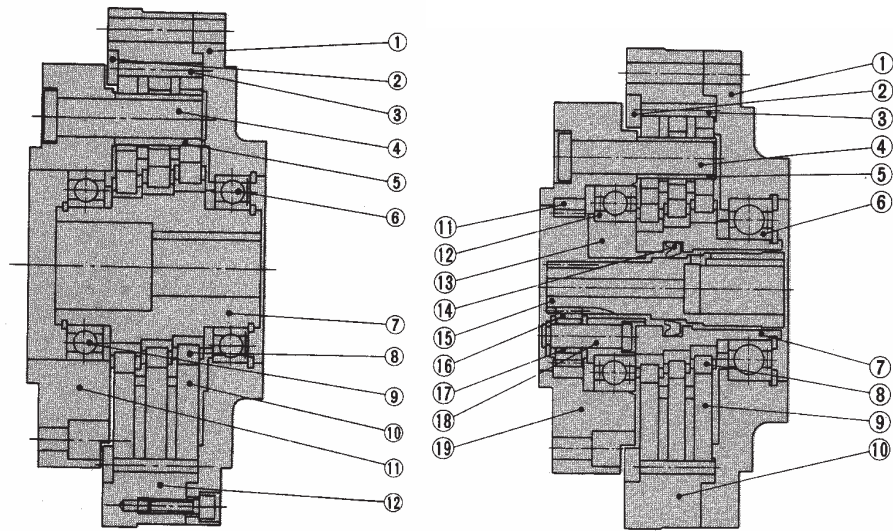
FOKOZOTT PONTOSSÁGÚ CIKLOHAJTÓMŰ

Három-bolygókeres ciklohajtómű, 120°-os eltolással. Előtét bolygóműves változat is van.



FOKOZOTT PONTOSSÁGÚ CIKLOHAJTÓMŰ

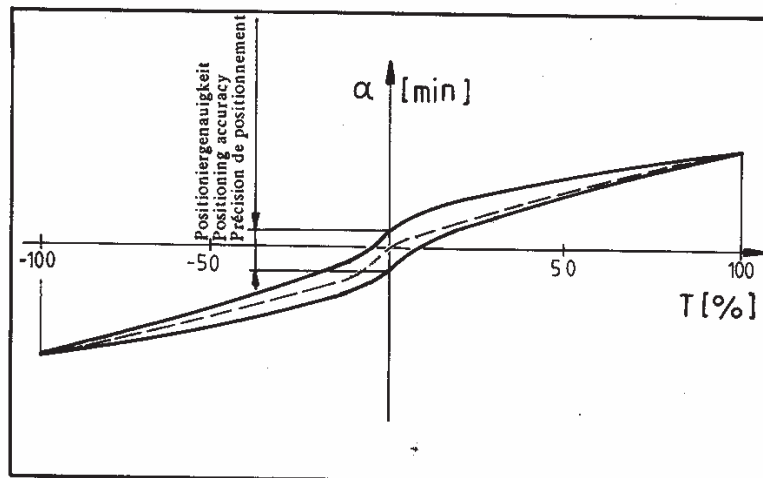
Három-bolygókerekes ciklohajtoművek szerkezete. Jobb oldalon az előtét bolygóműves változat.



FOKOZOTT PONTOSSÁGÚ CIKLOHAJTÓMŰ

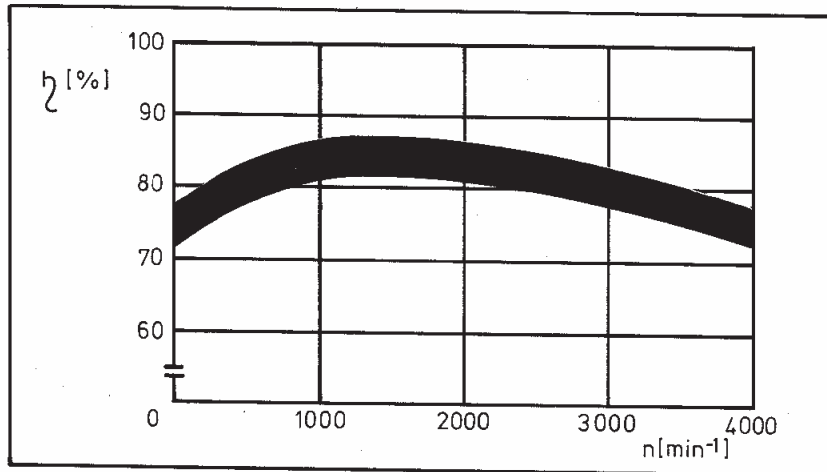
Előfeszítéssel a ciklohajtomű játégmentessé tehető, pozicionálási pontossága növelhető.

A pozicionálási pontosság értelmezése



CIKLOHAJTÓMŰ

Előfeszítés növeli a súrlódási veszteséget, csökkenti a hatásfokot.



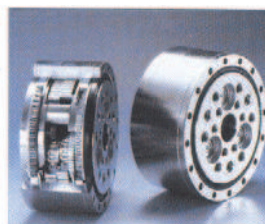
Előfeszített ciklohajtómű hatásfokának változása a behajtó fordulatszám függvényében

CIKLOHAJTÓMŰ



Motoros hajtómű

$P_{\max} = 55 \text{ kW}$
 $M_{\max} = 61 \text{ kNm}$



Játék mentes hajtómű

$i = 29-179$
 $M_{\max} = 5400 \text{ Nm}$



Talpas hajtómű, $P_{\max} = 140 \text{ kW}$
 $M_{\max} = 61 \text{ kNm}$

Szervo hajtómű

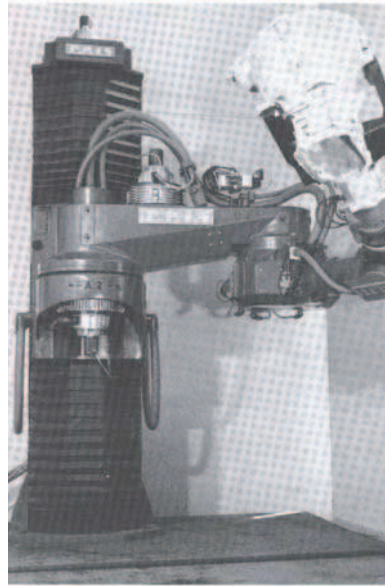
$i = 6-87$
 $M_{\max} = 500 \text{ Nm}$



CIKLOHAJTÓMŰVEL HAJTOTT ROBOTOK



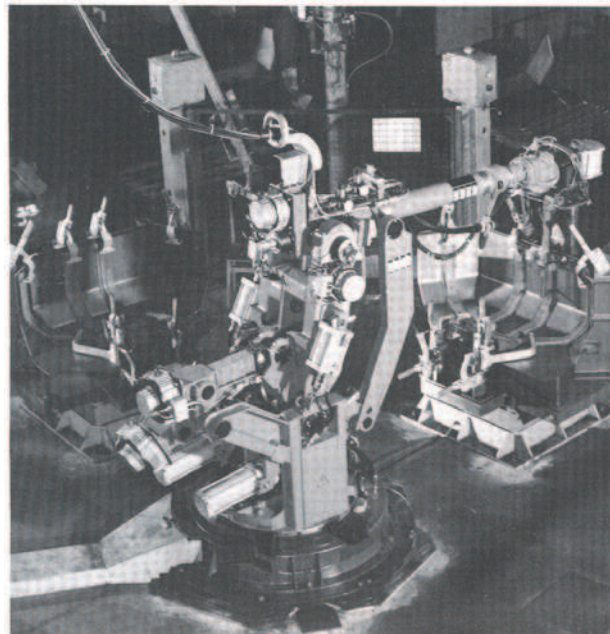
COMAU



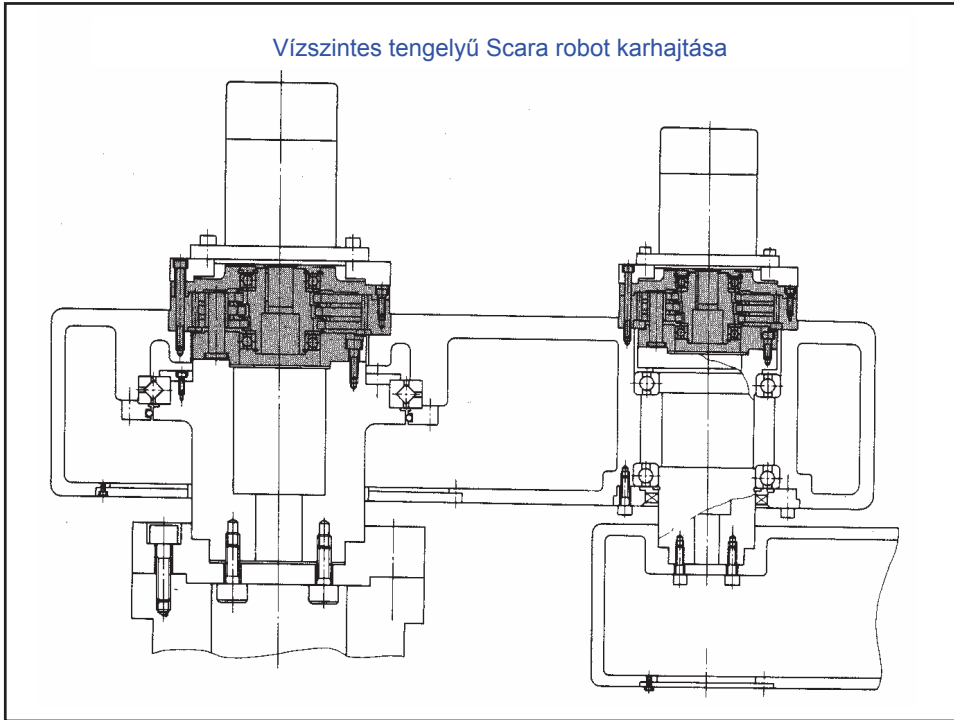
REIS

CIKLOHAJTÓMŰVEL HAJTOTT ROBOT

KUKA
hegesztőrobot

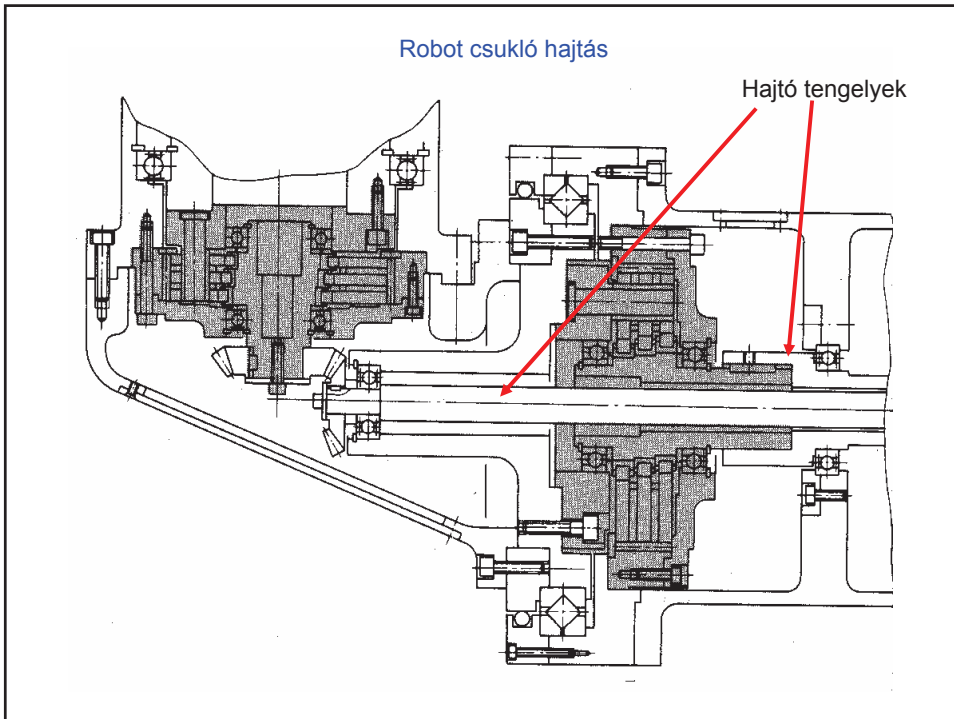


Vízszintes tengelyű Scara robot karhajtása

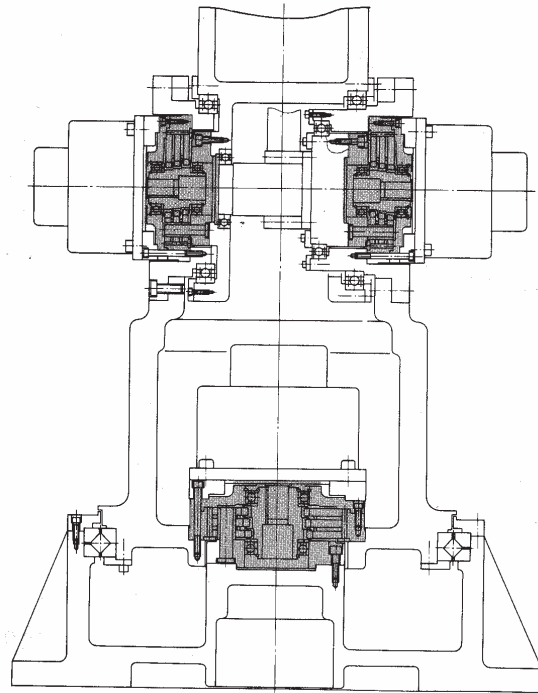


Robot csukló hajtás

Hajtó tengelyek



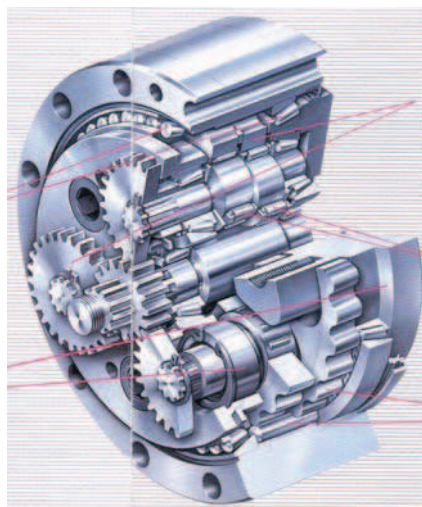
Forgó oszlopos
csuklókaros robot
hajtása



TEIJIN SEIKI CIKLOHAJTÓMŰ

Nagyteherbírású
kúpörgős
csapágyak

A karban
mindkét végén
csapágyazott
excentrikus
bolygókerék
tengelyek

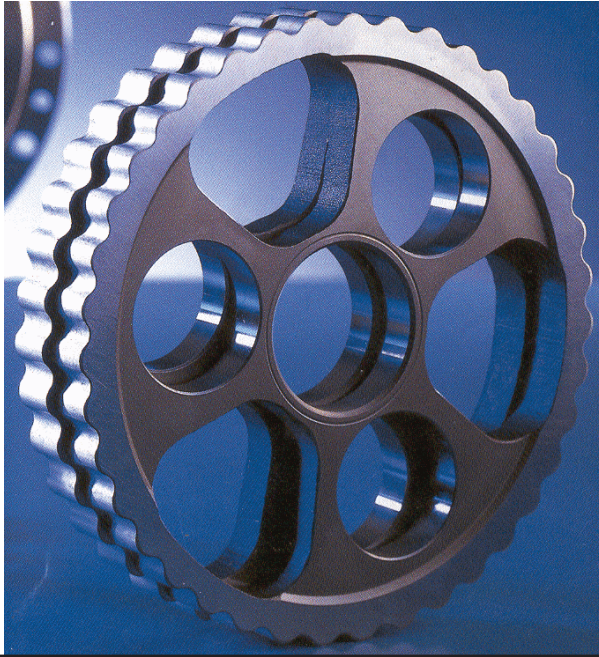


Meghajtó bolygómű
és a ciklois fogazatú
bolygókerék

Gördülő
csapágyazású
továbbító excenterek

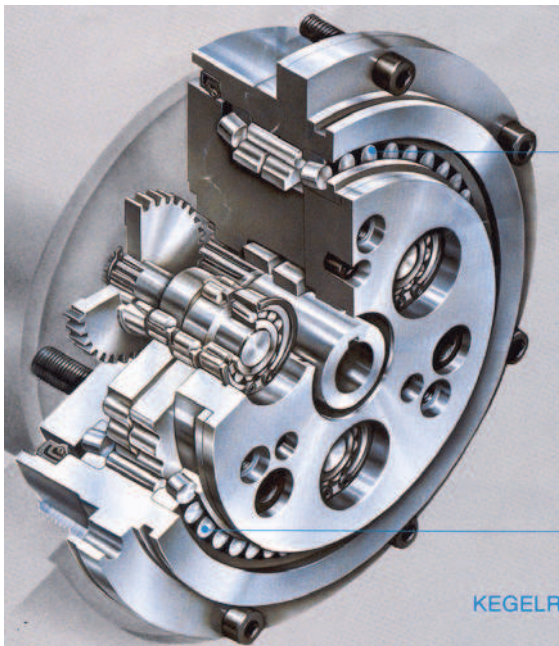
Előfeszített görgős
gyűrűkerék-
bolygókerék
kapcsolat. Nagy
pozicionálási
pontosság

TEIJIN SEIKI CIKLOHAJTÓMŰ



TEIJIN SEIKI
ciklohajtomű nyújtott
ciklois fogazatú
bolygókerékei

TEIJIN SEIKI CIKLOHAJTÓMŰ



Gyártás 1986 óta
Japánban.

TEIJIN SEIKI ciklohajtomű
Behajtás az bolygóművön
keresztül, kihajtás a karon
át.

Nagy merevség.

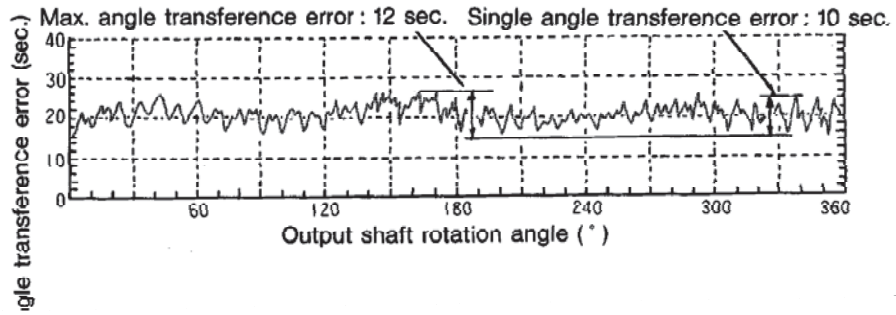
Pontosság < 1'

Nagy teherbírás (statikusan
5-szörösen túlterhelhető)

Áttétel = 31...192.

KEGELR

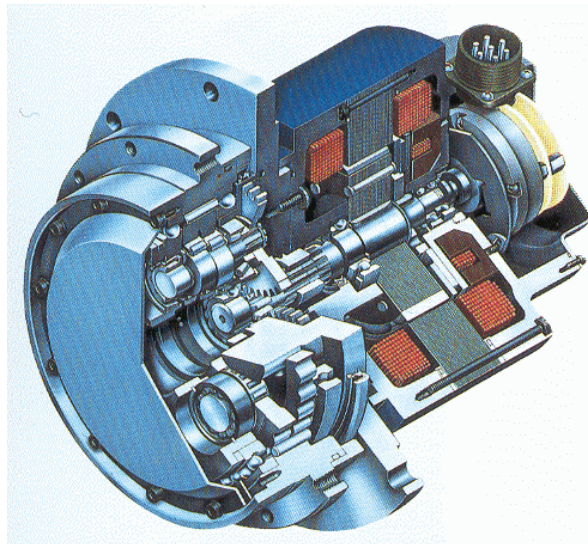
TEIJIN SEIKI CIKLOHAJTÓMŰ



Különös pontossággal előállított FRV ciklohajtómű kihajtó tengelyén az elfordulás szöghibája. Fordulatszám 1/min

Hajtómű típus: FRV-250AII-185

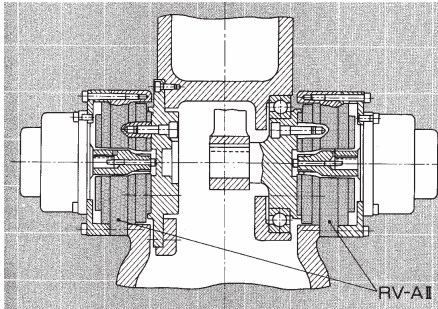
TEIJIN SEIKI CIKLOHAJTÓMŰ



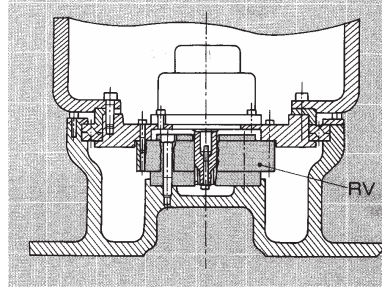
Nagy pontosságú ciklohajtóműves szervohajtás.

P=0,4-2,5 kW, n=25..54 1/min

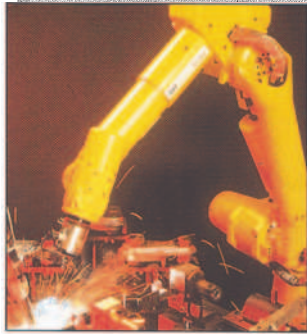
TEIJIN SEIKI CIKLOHAJTÓMŰ



Kar
billentő
tengely

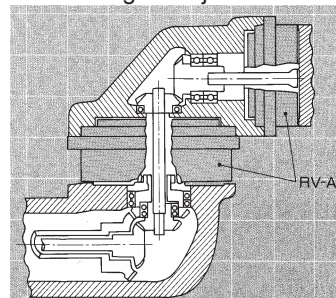


Robot oszlop
forgató hajtómű



Hegesztő robotba
épített

TEIJIN SEIKI
ciklohatóművek



Robotkar csukló

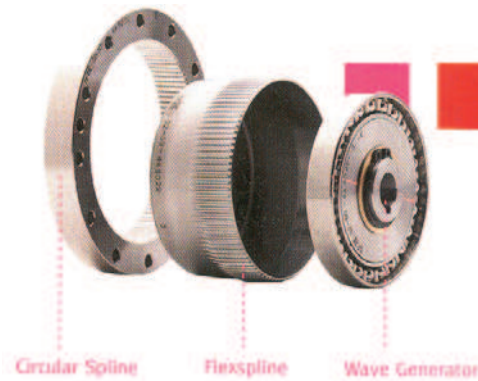
HULLÁMHAJTÓMŰ

Egymásba helyezett, kis kerület különbséggel rendelkező kerek között, az egyik rugalmas alakváltozásával, alakkal záró kapcsolat (pl. fogazott hullámhajtóművek), vagy erővel záró kapcsolat (dörzs hullámhajtóművek) hozható létre. Az elemek egymáson legördülésük közben, fordulatonként, kerületük különbségének megfelelő szöggel fordulnak el egymáshoz képest.

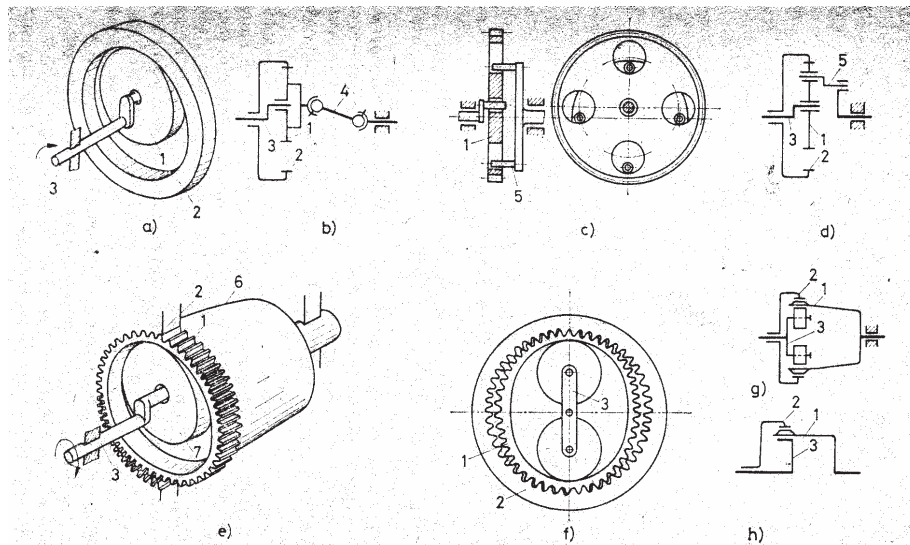
Ezt az elvet C. W. Musser 1955.-ben szabadalmaztatta az USA-ban, és az általa tervezett hullámhajtóműveket a repülőgép iparban, valamint az űrutatásban kezdték alkalmazni.

A hullámhajtómű három fő eleme:

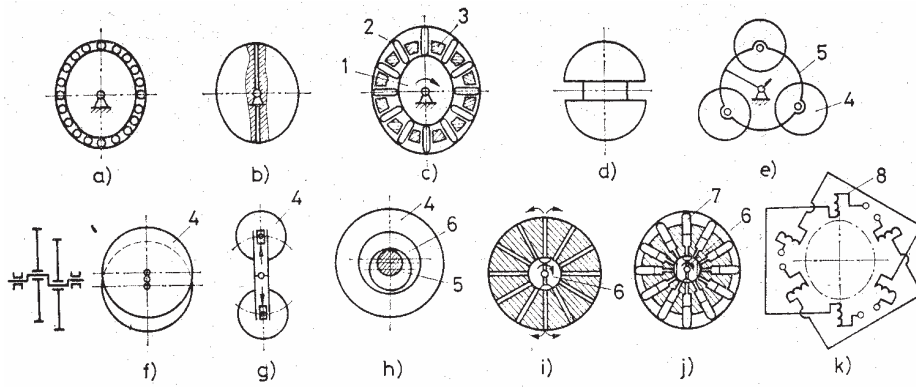
- a rugalmas kerék,
- a merev kerék, és a
- generátor.



HULLÁMHAJTÓMŰ SZÁRMAZTATÁSA

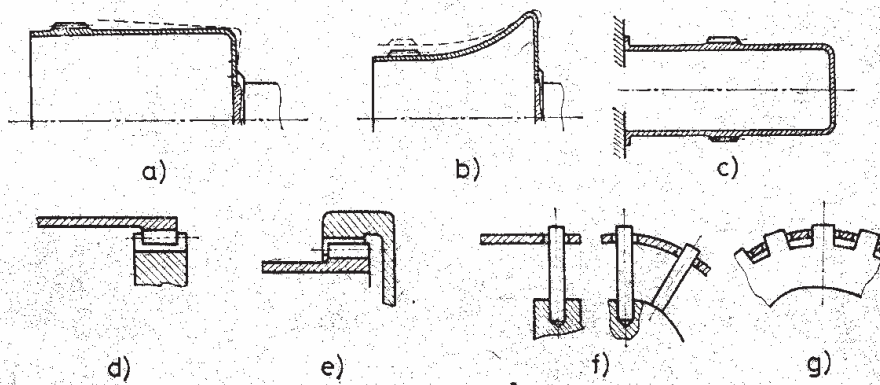


HULLÁMHAJTÓMŰ GENERÁTOROK

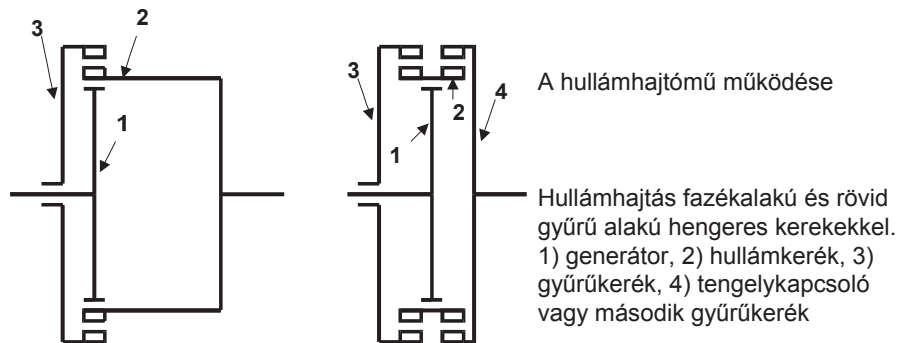
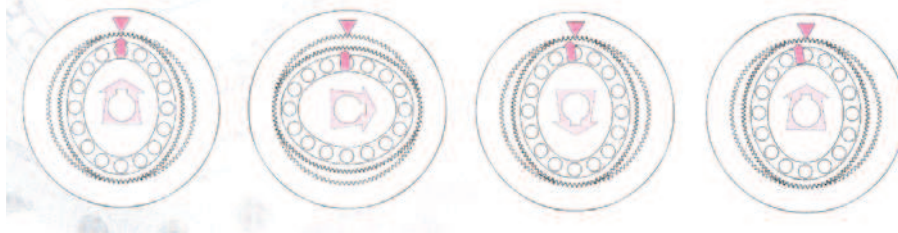


a-d) büttykös, e-f) tárcsás, g) görgős, h) állítható excenteres, i-j) hidraulikus,
 k) elektromágneses

HULLÁMKERÉK NYOMATÉKKÖTÉSEI



HULLÁMHAJTÓMŰ MŰKÖDÉSE



HULLÁMHAJTÓMŰ

Kinematika, áttétel

A hullámhajtás rugalmas és merev kereke forgás közben, csúszás mentesen ugyanakkora íven gördül le, vagyis, a hullámkerék $r_2\varphi_2$ legördülő íve és a merev kerék $r_3\varphi_3$ legördülő íve egyenlő:

$$r_2\varphi_2 = r_3\varphi_3$$

Ebből felírható szögelfordulásuk illetve szögsebességük aránya:

$$\frac{\varphi_2}{\varphi_3} = \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{r_3}{r_2}$$

E szögsebességek a hullámmozgás miatt változnak, de egy körfordulás alatt átlagértékük állandó.

HULLÁMHAJTÓMŰ

Amikor a generátor ω_1 szögsebességgel forog, a fenti összefüggés átírható a következő formára,

$$\frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{r_3}{r_2}$$

amelyből kifejezhető a hullámhajtómű általános mozgásegyenlete :

$$\omega_2 = \left(1 - \frac{r_3}{r_2}\right)\omega_1 + \frac{r_3}{r_2}\omega_3$$

Ebből egy-szabadságfokú üzemiállapotban az áttételek:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_2 - r_3}$$

$$i_{23} = \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{r_3}{r_2}$$

$$i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{r_3}{r_3 - r_2}$$

$$i_{32} = \frac{\omega_3}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_3}$$

HULLÁMHAJTÓMŰ

Fogazott hullámhajtóművek esetében

$$i_{12} = -\frac{z_2}{\Delta z}, \quad i_{13} = \frac{z_3}{\Delta z}, \quad i_{23} = \frac{z_3}{z_2}, \quad i_{32} = \frac{z_2}{z_3}$$

Mindig szimmetrikusan deformáló generátorokat használnak: általában 2, ritkán több a deformációs hullám. A megvalósított áttétel 50..300. Nagyobb áttétel kettős hullámkeres hajtóművel létrehozható.

A kettős hullámkeres hajtómű generátor szögsebessége ω_1 . Két mozgásegyenlet írható fel.

HULLÁMHAJTÓMŰ

Ha $\omega_1 = \omega_{be}$ és $\omega_3 = 0$:

$$\omega_2 = \left(1 - \frac{z_3}{z_2}\right)\omega_1, \quad \omega_2 = \left(1 - \frac{z_{3'}}{z_{2'}}\right)\omega_1 + \frac{z_{3'}}{z_{2'}}\omega_{3'}$$

Ebből $i_{13'}^3 = \frac{\omega_1}{\omega_3}$ meghatározható:

$$i_{13'}^3 = \frac{z_2 z_{3'}}{z_2 z_{3'} - z_3 z_{2'}}$$

A kettős hullámkerékű hajtómű áttétele akár 15 000-30 000 is lehet.

HULLÁMHAJTÓMŰ

Például az alábbi fogazati adatok esetén a kettős hullámhajtómű áttétele a következő értékű lesz:

$$z_2 = 98, z_3 = 100, z_{2'} = 99, z_{3'} = 101 \quad i_{13'}^3 = -4949$$

$$z_2 = 198, z_3 = 200, z_{2'} = 199, z_{3'} = 201 \quad i_{13'}^3 = -19899$$

$$z_2 = 298, z_3 = 300, z_{2'} = 299, z_{3'} = 301 \quad i_{13'}^3 = -44849$$

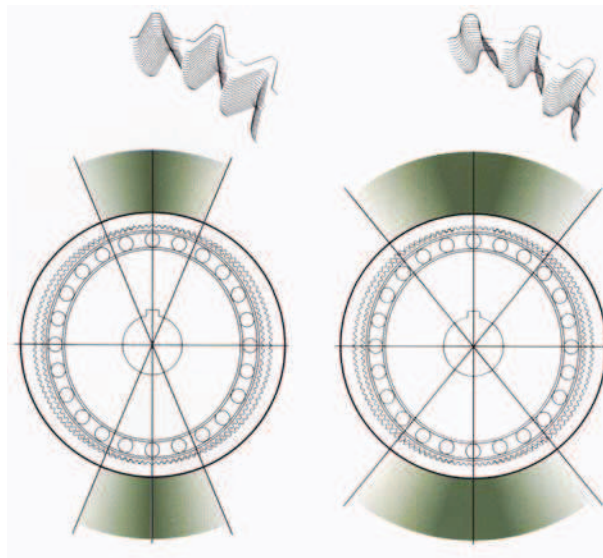
$$i_{13'}^3 = \frac{z_2 z_{3'}}{z_2 z_{3'} - z_3 z_{2'}}$$

HULLÁMHAJTÓMŰ

Kis hajlító igénybevétel, kis deformáló erő érdekében kis alakváltozás: kis fogszám különbség, és kis modul ($m = 0,2-1,5$ mm).

Rendszerint evolvens fogazat, mert az könnyen gyártható pontosan.

Különleges (IH) fogazattal növelhető a kapcsolódásban levő fogak száma.



Evolvens

IH fogazat

HULLÁMHAJTÓMŰ

Más fogalak is lehetne, mert nincs legördülés, de azokat nehezebb pontosan előállítani.

A fogak **alakkal zárással** viszik át a terhelést, egyszerre sok fog kapcsolódik, igen **nagy a teherbírás**.

Elméletileg nem gördülnek vagy csúsznak a fogak egymáson, ezért a fogaskerekek előfeszíthetők, **igen pontos mozgásátvitel (< 30'')** érhető el, **játék mentes hajtás**. **Nem lehetne jelentős a fogsúrlódási veszteség**.

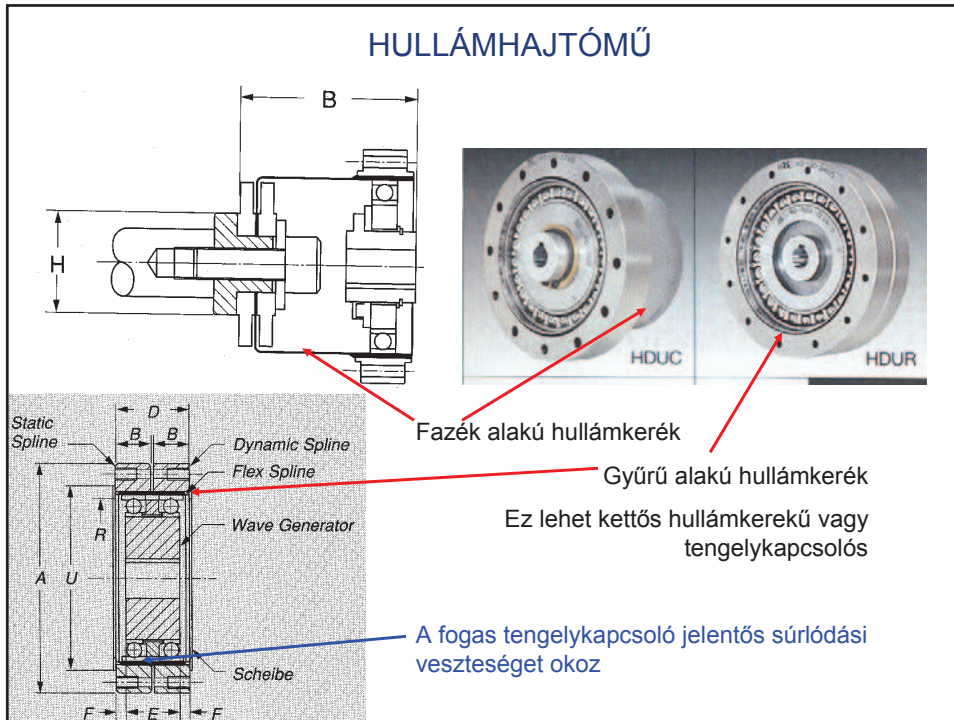
A gyakorlatban azonban van **csúszás és ütközés** a gyártási pontatlanságok és az elemek rugalmas alakváltozása miatt.

Nagyobb veszteséget okoznak a generátorok, a behajtó tengely csapágyazása, tömítése és a kenőanyag keverés.

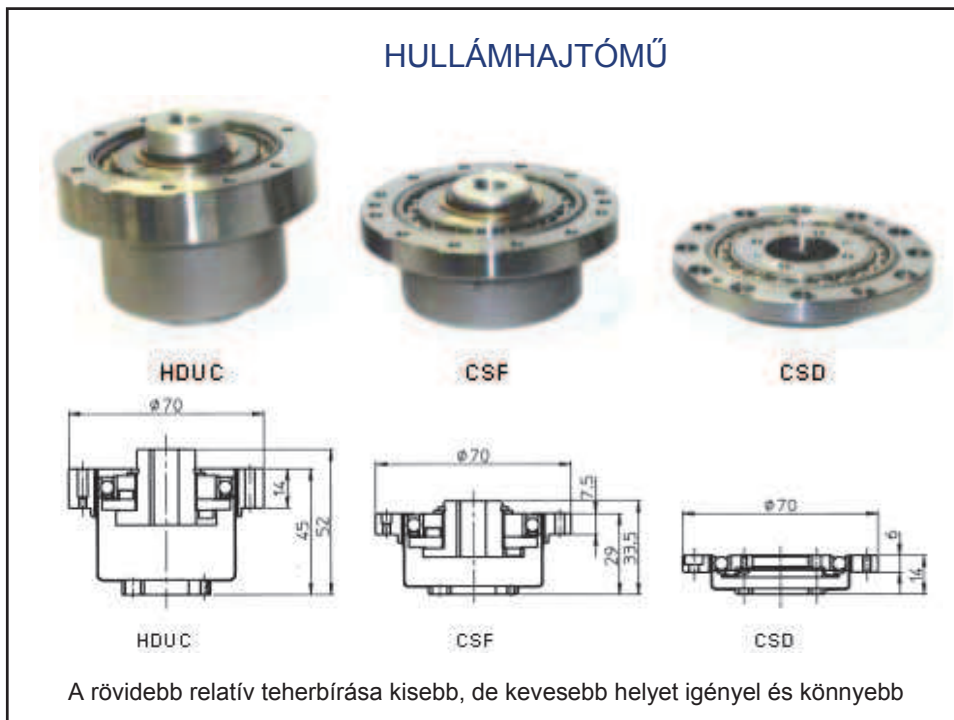
További veszteségforrás a bordás vagy fogazott tengelykapcsoló a rövid gyűrűs hullámkeres hajtóműben. **Kedvezőtlen** lehet a **hatásfok**.

Baugröße	Außen-Ø mm	Max. Drehm Nm
5	20	0,4
8	30	2,7
11	40	7,9
14	50	14,7
17	60	39
20	70	92
25	85	176
32	110	372
40	135	647
45	155	882
50	170	1180
58	195	1840
65	215	2630
80	265	4910
90	300	6840
100	330	9180

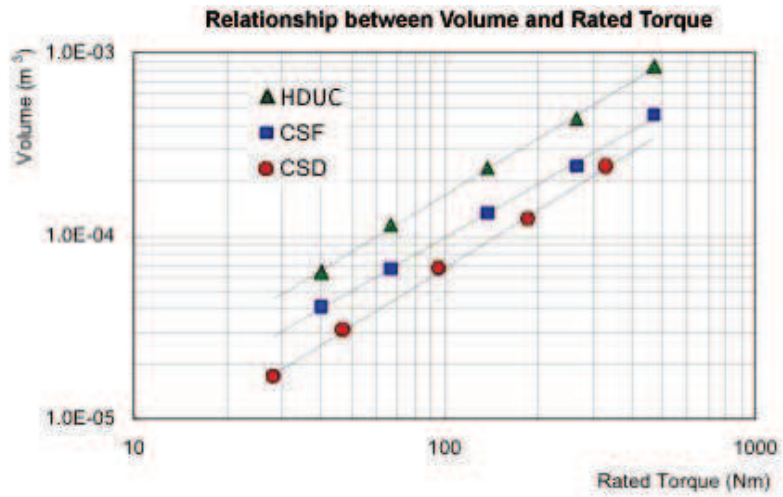
HULLÁMHAJTÓMŰ



HULLÁMHAJTÓMŰ

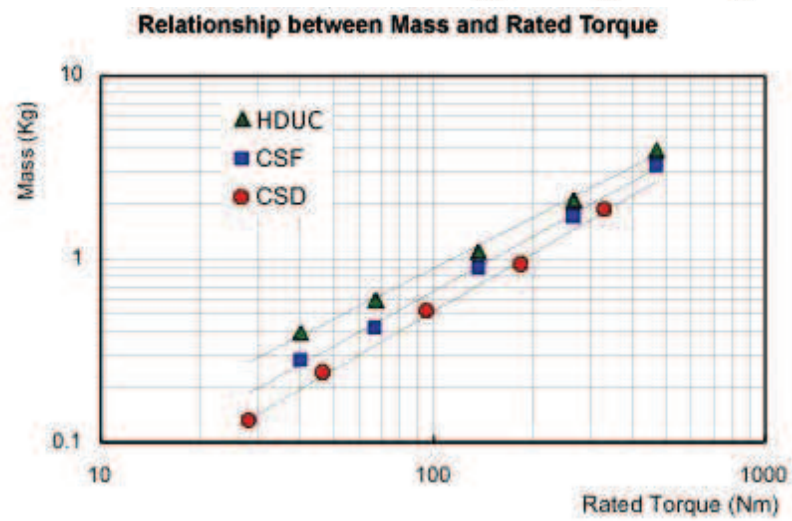


HULLÁMHAJTÓMŰ



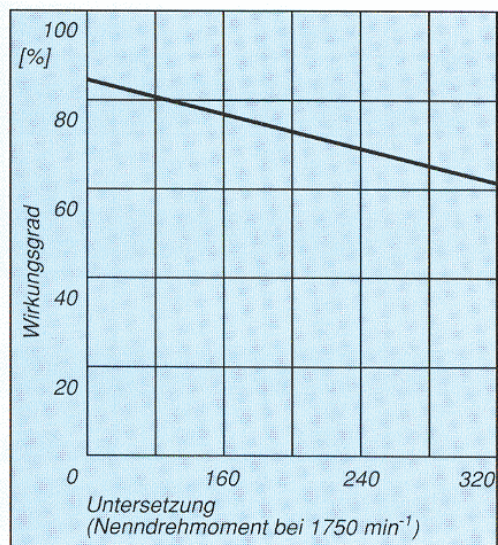
Egyes típusok teherbírása és a térfogata közötti összefüggés

HULLÁMHAJTÓMŰ



Egyes típusok teherbírása és a tömege közötti összefüggés

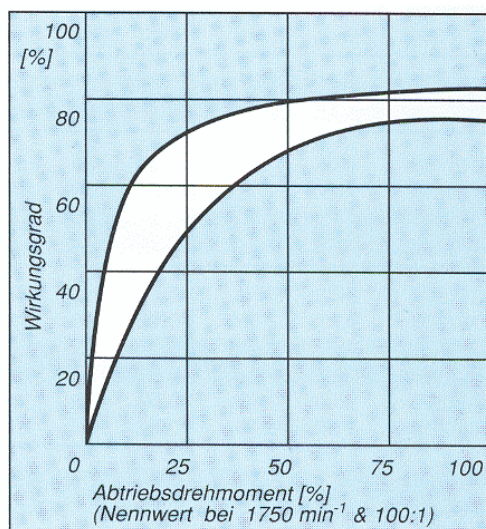
HULLÁMHAJTÓMŰ



Hatásfok változása az áttétel függvényében.

Fazék alakú hullámkerék. Zsírkenés

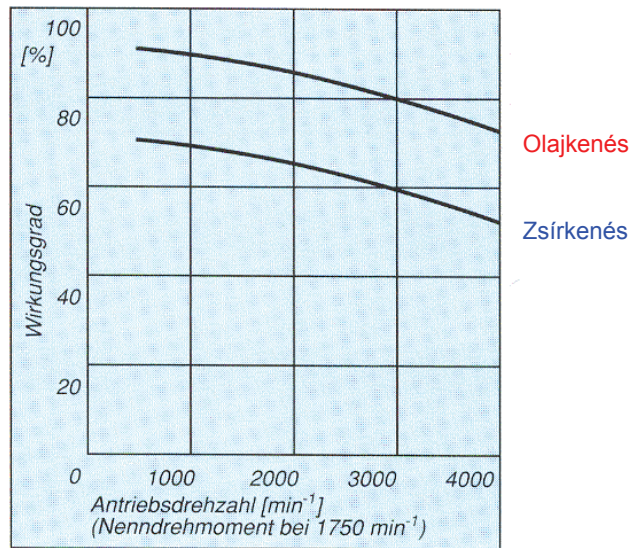
HULLÁMHAJTÓMŰ



Hatásfok változása a terhelő nyomaték függvényében.

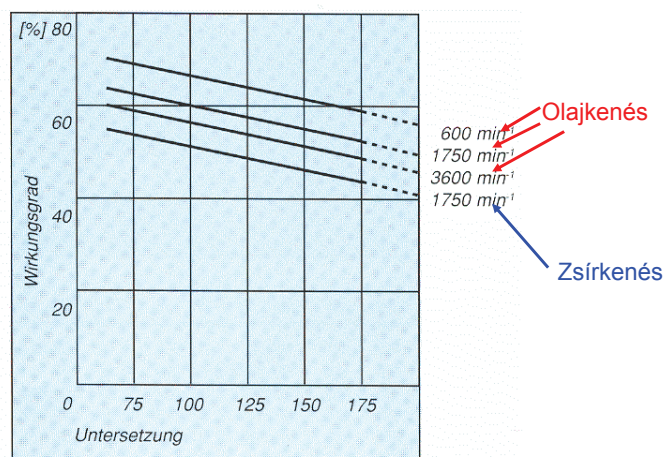
Fazék alakú hullámkerék. Zsírkenés

HULLÁMHAJTÓMŰ



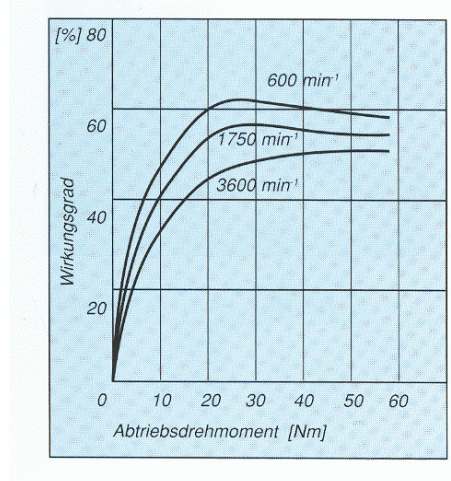
Hatásfok változása a generátor fordulatszáma függvényében.
Fazék alakú hullámkerék ($i=300$).

HULLÁMHAJTÓMŰ



Hatásfok változása az áttétel függvényében. Gyűrű alakú hullámkerék.

HULLÁMHAJTÓMŰ



Hatásfok változása a terhelő nyomaték függvényében.
Gyűrű alakú hullámkerék, olajkenés.

HULLÁMHAJTÓMŰ

A hullámhajtóművek teherbírását, illetve élettartamát rendszerint vagy a [hullámkerék vagy a bűtykös generátor kifáradása](#) határozza meg, de (nem megfelelő pontosságú fogazat esetén) a fogkopás is korlátozhatja az élettartamot. A megváltozott héj alakját leíró $w=w(\varphi)$ függvény ismeretében számíthatók a fellépő nyomatékok:

Tangenciális hajlító nyomaték:
$$M_y = D \left[\frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} + w \right) + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right]$$

Axiális hajlító nyomaték
$$M_x = D \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} + w \right) \right]$$

Csavaró nyomaték
$$M_{xy} = D(1-\nu) \frac{1}{r} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \varphi} - \frac{\partial w}{\partial x} \right)$$

A héj hajlítási merevsége:
$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu)}$$

HULLÁMHAJTÓMŰ

Legkisebb a hajlító nyomaték elliptikus generátor esetén, amellyel létrehozott alakváltozást leíró összefüggés: $w = w_o \cos 2\varphi$, ahol w_o - a legnagyobb radiális elmozdulás.

Ekkor a maximális tangenciális hajlító nyomaték, ha a hosszirányú alakváltozást elhanyagoljuk és a kerék csavaró nyomatékot nem visz át:

$$M_y = \frac{Eh^3}{4(1-\nu)} \frac{1}{r^2} w_o$$

HULLÁMHAJTÓMŰ

A hullámkerékben ébredő legnagyobb hajlító feszültség:

$$\sigma = 1,5 \frac{E}{(1-\nu)} \frac{h}{r} \frac{w_o}{r}$$

Az M_t csavaró nyomaték okozta csavaró feszültség a Bredt formula szerint:

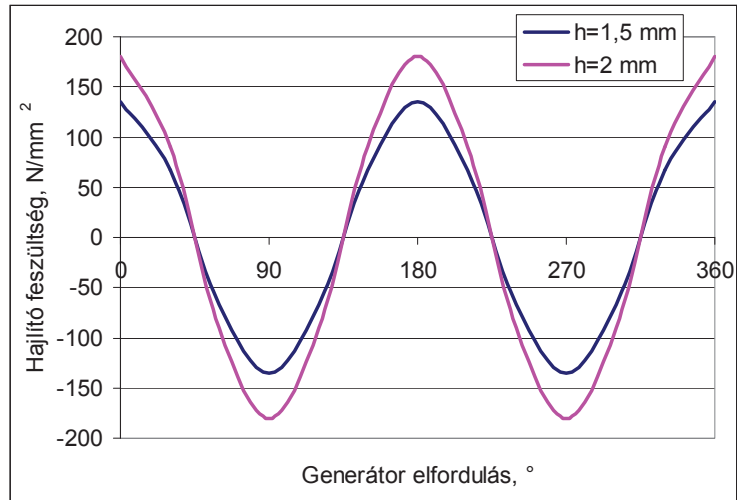
$$\tau = \frac{M_t}{2r^2 \pi h k_t}$$

ahol $k_t = 0,15-0,4$ – a terheléstorlódási tényező.

A csavaró feszültség lüktető igénybevételt, a hajlító feszültség lengő igénybevételt okoz. Számítható a σ_{red} eredő feszültség, és annak minimumához tartozó optimális relatív héjvastagság.

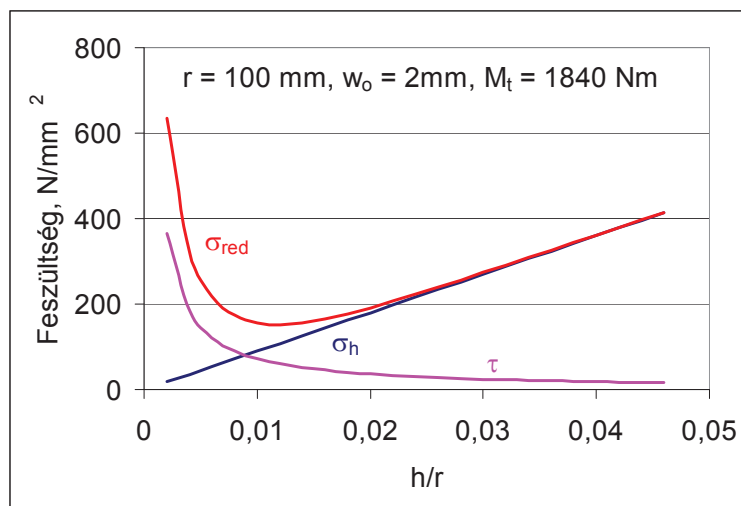


HULLÁMHAJTÓMŰ



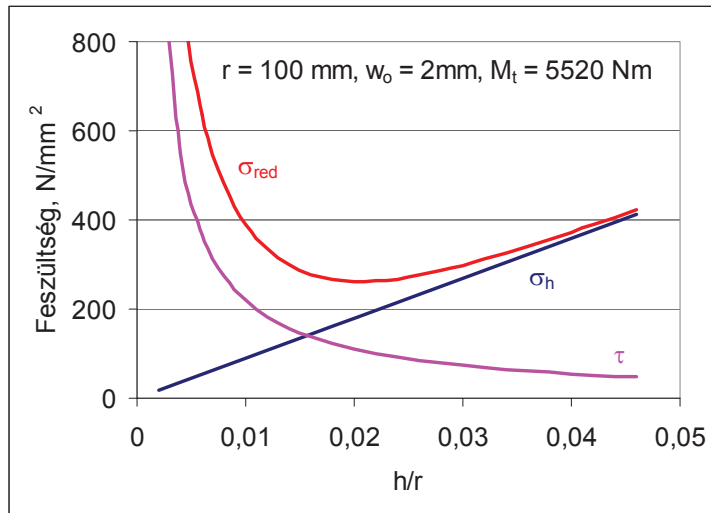
A hajlító feszültség változása a csavaró nyomatékkal nem terhelt rugalmas kerékben a generátor elfordulásának függvényében. $r=100 \text{ mm}$, $w_0=2 \text{ mm}$

HULLÁMHAJTÓMŰ



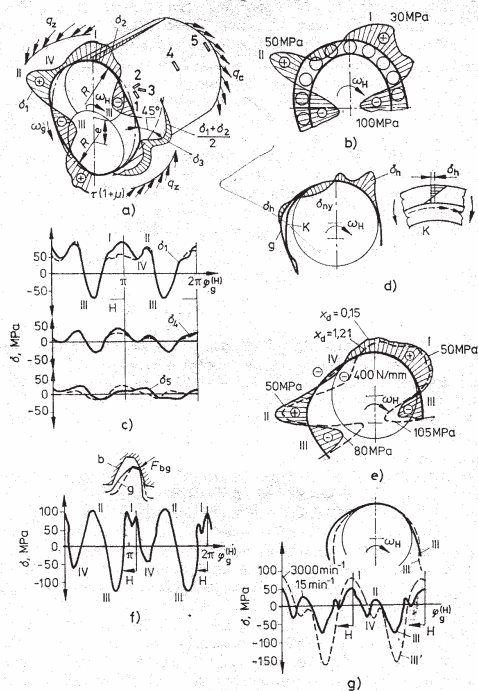
A hullámkerékben ébredő σ_h hajlító, τ csavaró és σ_{red} eredő feszültség változása a relatív héjvastagság függvényében

HULLÁMHAJTÓMŰ



A hullámkerékben ébredő σ_h hajlító, τ csavaró és σ_{red} eredő feszültség változása a relatív héjvastagság függvényében

HULLÁMHAJTÓMŰ



a - Görgős generátorral működtetett rugalmas kerékben ébredő igénybevételek.

b - Bütykös generátorral működtetett rugalmas kerékben ébredő igénybevételek.

c - Görgős generátor esetén a rugalmas kerék egyes pontjain kialakuló tangenciális feszültség változás

e - Profiletolás hatása a feszültség eloszlásra

f - A hajlító feszültség változás a görgő érintkezésénél.

g - A hajlító feszültség változása a szabadon deformálódó III. helyen két fordulatszámon.

Bütykös generátor a kedvező!

HULLÁMHAJTÓMŰ

Használják hullámhajtóművet

- a repülőgép iparban a repülőgép vezérlő szárnyainak mozgatására, futóművek billentésére,
- a szerszámgépiparban szánok és asztalok mozgatására, szerszámtárolók, paletta sorok, munkadarab szállító láncok meghajtására,
- a műszeriparban mérőgép asztalok és szánok mozgatására, antennák beállítására, utánállítására, követő mozgások létrehozására, nagy pontosságú automata gyártóberendezések működtetésére,
- a robottechnikában a robotkarok forgatására, billentésére,
- a gyógyászatban műtőasztalok állítására, rétegfelvételre alkalmas röntgen asztalok mozgatására, billentésére,
- nyomdaipari gépek hengereinek állítására, szinkronizálására,
- adagoló és csomagoló gépek szállító szalagjainak, forgó asztalainak meghajtására,
- az űrtechnikában űrhajó antennák, napelemek állítására. a Holdon és a Marson használt járművek kerékmozgatására, stb.

HULLÁMHAJTÓMŰ

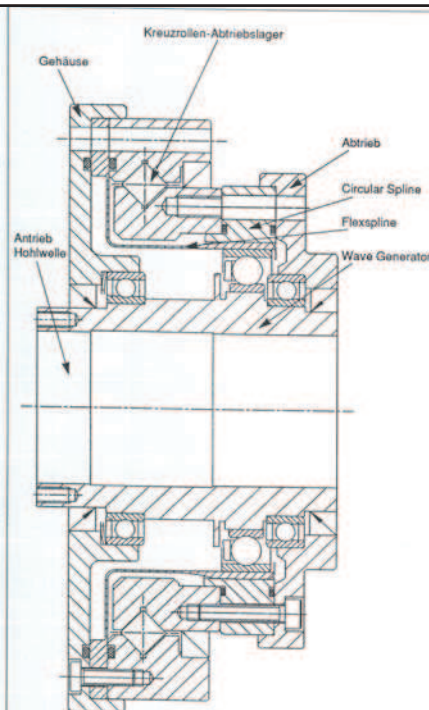
Fazékalakú hullámkerékkel készült hullámhajtómű szerkezete.

A gyűrűkerek egyetlen keresztgörgős csapágy vezet meg, amely a nagy külső radiális és axiális terhelések felvételére alkalmas.

Behajtás a generátoron.

Kihajtás a gyűrűkeréken.

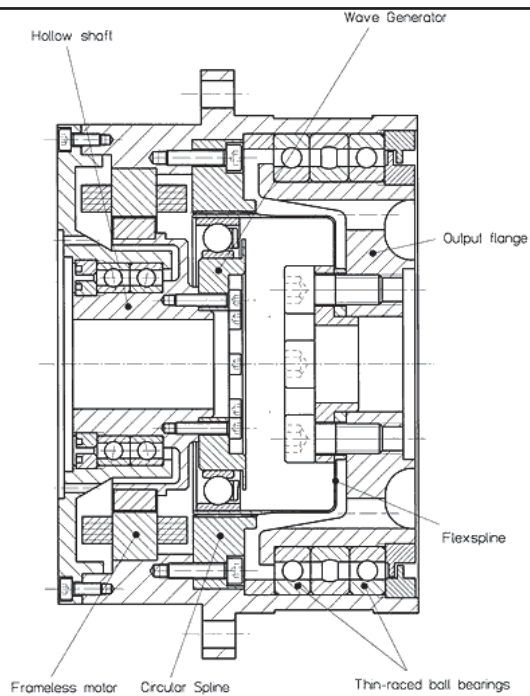
A hullámkerék áll.



MESTERSÉGES BOLYGÓ NAPELEM ÁLLÍTÓ HAJTÓMŰVE

Fazékalakú hullámkerékkel
készült, motorral egybeépített
hullámhajtómű szerkezete.

Kihajtás a hullámkeréken



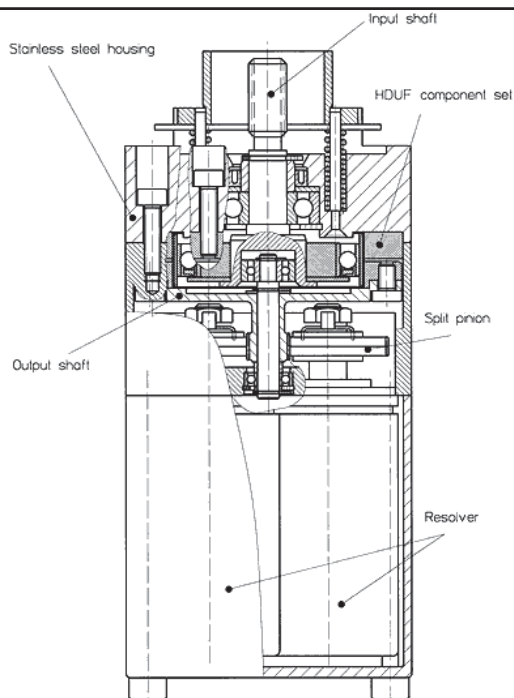
REPÜLŐGÉP SZÁNY ÁLLÍTÓ HAJTÁS

Gyűrű alakú hullámkerékkel
készült hullámhajtómű
szerkezete.

Repülőgép szárnylapát állító
hajtómű

Kihajtás a hullámkeréken

Két félből álló, (rugalmasan
előfeszített?), játékmentessé
tett fogaskerékpár

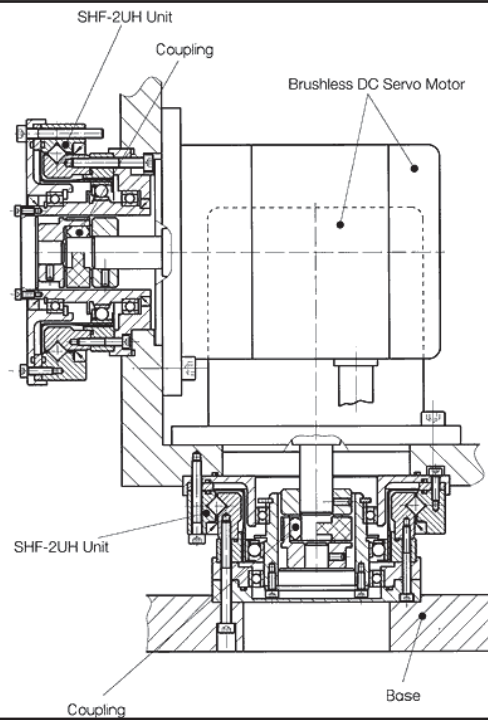


ROBOTHAJTÁSOK

Fazék alakú hullámkerékkel készült hullámhajtómű szerkezete.

6 tengelyes robot oszlopforgató és kar billentő hajtóművei.

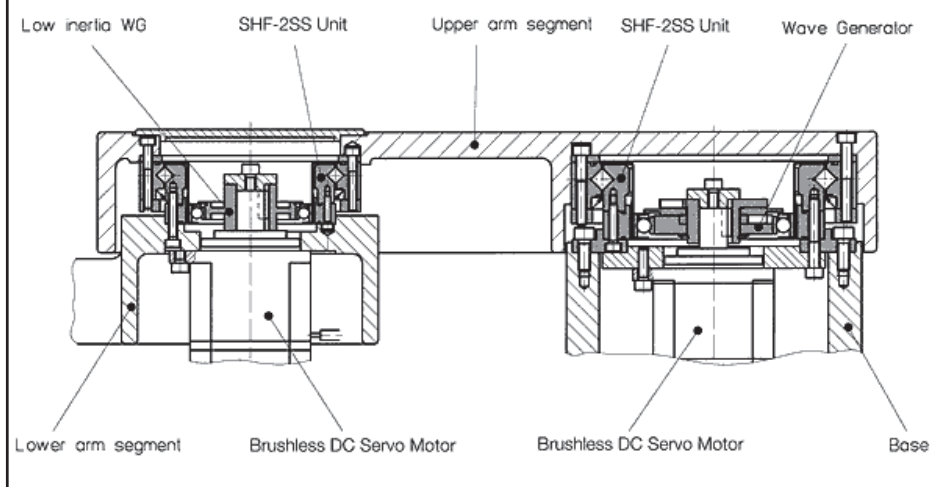
Kihajtás a hullámkeréken



ROBOTKAR

Gyűrű alakú hullámkerékkel készült hullámhajtómű szerkezetek.

Scara robot felső kar és alsó kar billentő hajtóművei

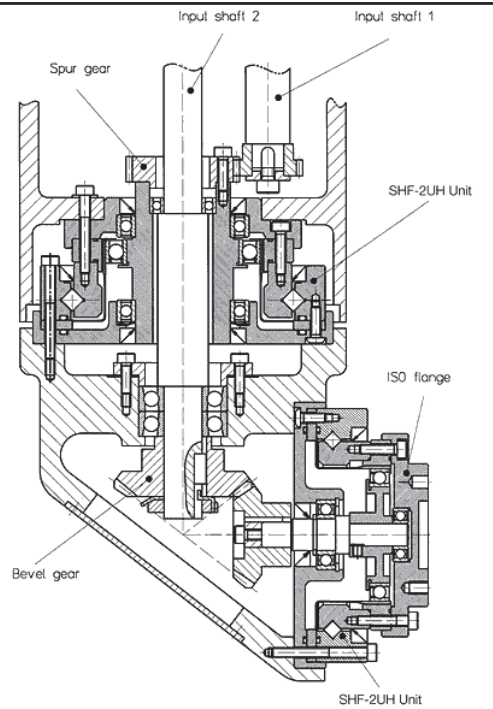


ROBOTKAR

Fazék alakú hullámkerékkel készült hullámhajtómű szerkezetek.

Portál robot forgató és kar billentő hajtóművei.

A meghajtó motorok a felső részen, elkülönítve helyezkednek el, nincs gond a kábel vezetéssel, a elfordulás nem korlátozott.

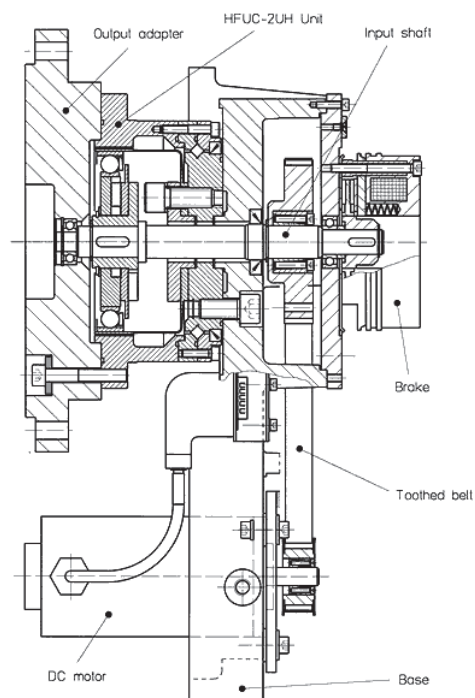


RÖNTGENKERET BILLENŐ HAJTÁS

Fazék alakú hullámkerékkel készült hullámhajtómű szerkezet. Kihajtás a gyűrűkeréken

Röntgengép keret billentő hajtóműve

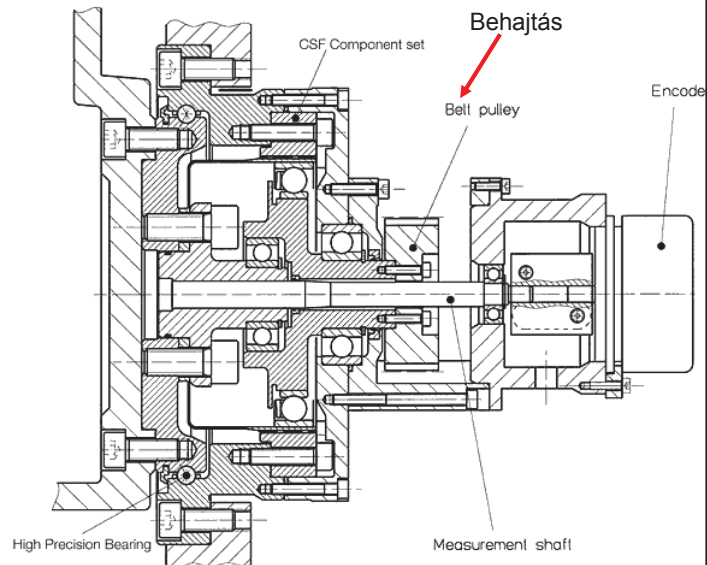
Különösen fontos a nagy áttétel, az egyenletes mozgás és a csendes üzem



MANIPULÁTOR HAJTÁS

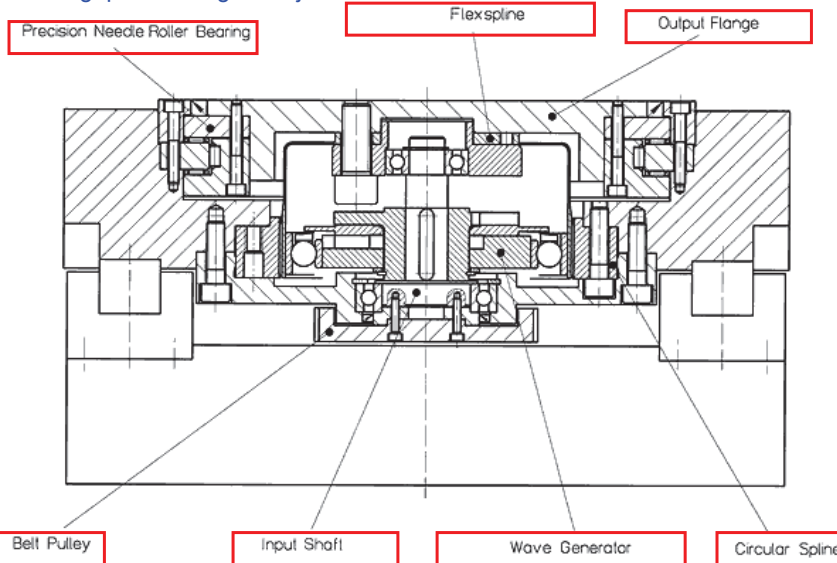
Fazék alakú hullámkerékkel készült hullámhajtómű szerkezet.
 Gysebészetben használt sztereotaktikus manipulátor mikroszkóp állító hajtóműve.
 Agydaganat kezelése nagyon pontosan irányított besugárzással

Fontos a nagy pozicionálási pontosság, az egyenletes járás



NC SZERSZÁMGÉP

Fazék alakú hullámkerékkel készült hullámhajtómű szerkezet.
 NC gép asztalforgató hajtóműve

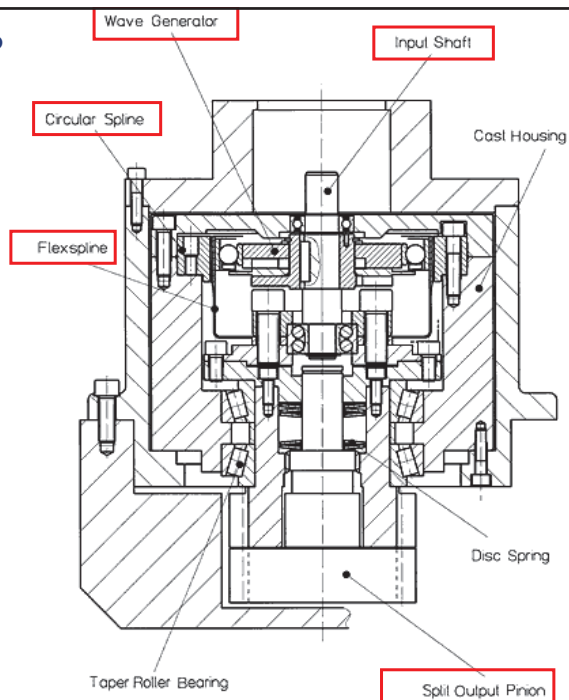


PORTÁLMARÓGÉP

Fazék alakú hullámkerékkel készült hullámhajtómű szerkezet.

Portál marógép marófej mozgató szerkezetének hullámhajtóműve.

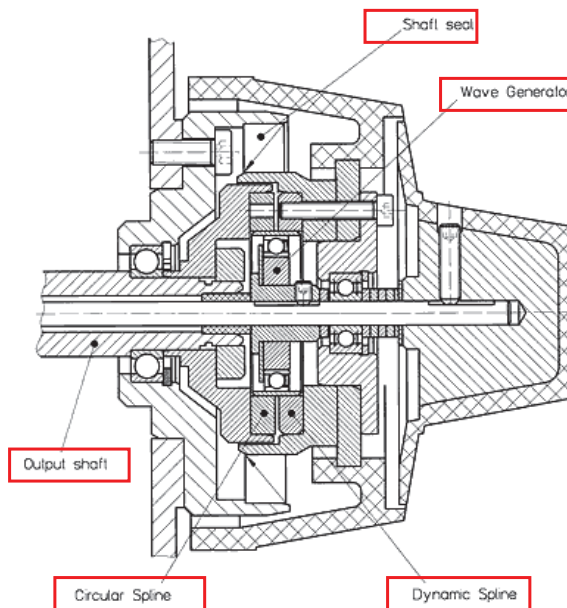
Fontos a nagy pontosság, és a kis tehetetlenség, a kis tömeg



MIKROSKÓP ÁLLÍTÓ HAJTÓMŰ

Gyűrű alakú hullámkerékkel készült hullámhajtómű szerkezet.

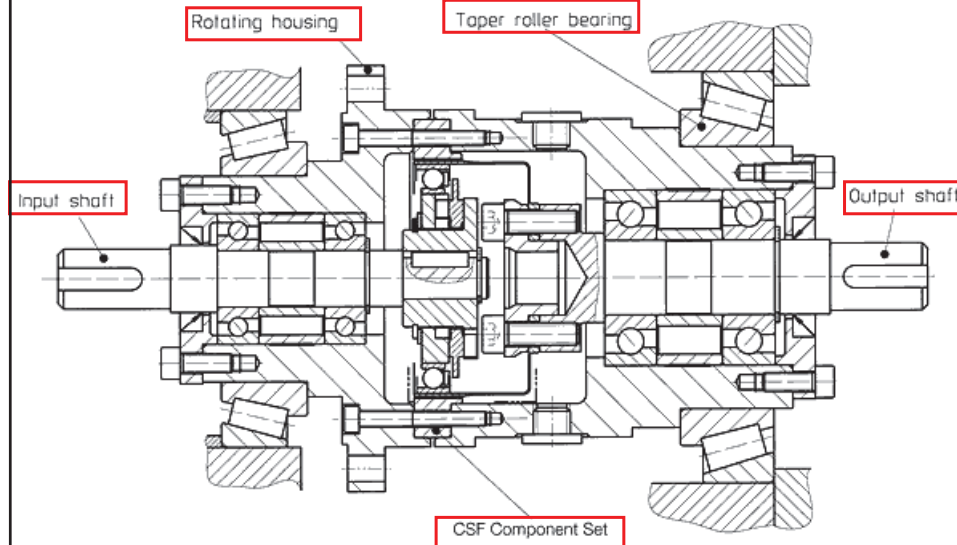
Optikai mikroszkóp élesség állító hajtóműve



HENGERÁLLÍTÓ HAJTÓMŰ

Fazék alakú hullámkerékkel készült hullámhajtómű szerkezet.

Pénzjegy nyomógép forgó hengert állító hajtóműve



VÁLTÓMŰVEK

A munkagépek különböző sebességű, illetve teljesítményű hajtást igényelnek. Ilyen gépek

- a hengerművek,
- a szerszámgépek,
- a textilgépek,
- a papírgépek,
- a dróthúzóok,
- a kábelsodró gépek,
- a járművek,
- az önjáró mezőgépek,
- a földmunkagépek stb.

Cél: a sebesség változtatása és (vagy) a nyomaték fokozása

VÁLTÓMŰVEK

Sebesség változtatására alkalmasak

- a villamos hajtások,
- a hidraulikus hajtások,
- a pneumatikus hajtások,
- a mechanikus hajtások.

A mechanikus sebesség változtató hajtások előnyösek, mert általában:

- nagy a teherbírás
- jó a hatásfok
- egyszerű a szerkezet
- viszonylag pontos lehet a beállított sebesség (áttétel)
- energia átalakítást nem igényelnek.

VÁLTÓMŰVEK

A mechanikus sebesség változtató hajtások hátrányosak, mert

- korlátozott a sebesség állítás tartománya,
- kevésbé irányítható, mint a villamos vagy a hidraulikus hajtás,
- készen kapható elemekből rendszerint nem építhetők fel,
- túlterhelés elleni védelemről külön gondoskodni kell stb.

Két megoldási lehetőség:

Választható áttételű hajtások (váltóművek, sebességváltók)

Fokozat nélkül állítható áttételű hajtások (variátorok).

VÁLTÓMŰVEK

Választható áttételű hajtások

A sebesség diszkrét értékekben, fokozatokban állítható. Vannak választható áttételű:

- szíjhajtások,
- dörzshajtások,
- lánc hajtások,
- karos hajtások,
- kulisszás hajtások
- forgattyús hajtások,
- fogaskerekes váltóművek stb.

VÁLTÓMŰVEK

Kis teljesítmények átvitelére széles körben használnak változtatható áttételű **szíjhajtásokat** (pl. egyszerű szerszámgépek, asztali fűrőgépek, célgépek), **lánchajtásokat** (kerékpárok, kis sebességű célgépek).

A választható áttételű **dörzshatások** alkalmazása egyre inkább háttérbe szorul.

A választható áttételű karos, kulisszás és forgattyús hatások felhasználási területe is viszonylag szűk.

A legszélesebb körben a **fogaskerekes váltóművek, sebességváltók** terjedtek el.

A fogaskerekes váltóművek egyaránt alkalmasak forgásátvitelre és nagy teljesítmények továbbítására. Fogaskerekes váltóművek lehetnek pl. a gépjármű sebességváltók, traktor és vontató sebességváltók, szerszámgép fő és mellékajtóművek, hengerműváltók, dróthúzó váltók stb.

VÁLTÓMŰVEK

A választható áttételű hajtás fontosabb jellemzői:

1. a **T állítási tartomány**, $T = n_{max} - n_{min}$

2. az **A állíthatóság**,

$$A = \frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{i_{max}}{i_{min}}$$

3. a φ fokozati tényező, $\varphi = \frac{n_j}{n_{j-1}}$

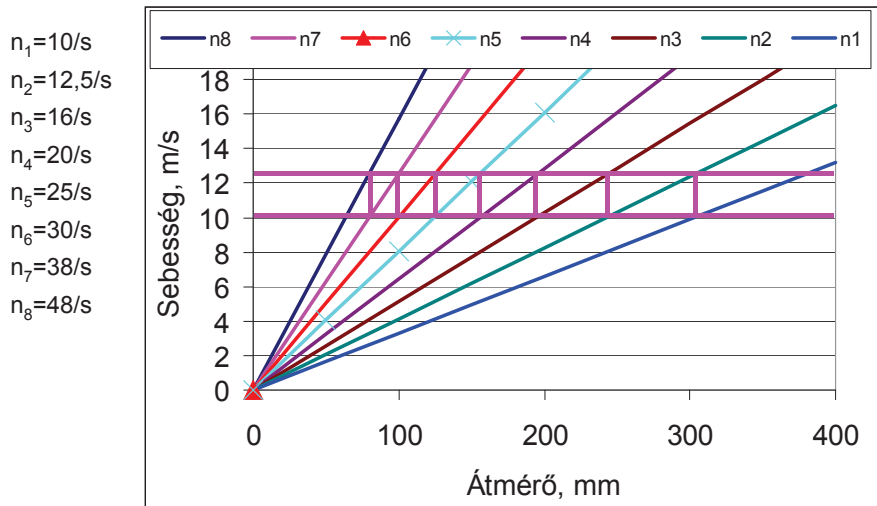
4. **k fokozatok száma.**

A váltóművek kimenő fordulatszám sorát a munkagép követelményeit figyelembe véve alakítják ki.

Járműveknél, pl. a szükséges vonóerőt, a hegymászó képességet (a megengedett legnagyobb emelkedőt), az elérendő legnagyobb sebességet, és természetesen a hajtó belsőégésű motor karakterisztikáját (nyomaték és teljesítmény jelleggörbáját) veszik figyelembe.

VÁLTÓMŰVEK

Szerszámgépeknél a kedvező szerszám élettartam (éltartam) elérése érdekében az adott szerszám és a megmunkálandó anyaghoz tartozó kedvező forgácsolási sebességet igyekeznek állandó értéken tartani, és a sebesség eltérést (sebesség veszteséget) korlátozni.



VÁLTÓMŰVEK

Ezért a szerszámgép főhajtóművek fordulatszámсорát gyakran mértani sor szerint építik fel, ahol a fokozati tényező állandó, szabványos szám. A φ fokozati tényező nagysága attól függ, mekkora az állandónak választott, megengedett $\Delta v/v$ relatív sebesség veszteség:

$$\frac{\Delta v}{v} = \frac{v_j - v_{j-1}}{v_j} = 1 - \frac{1}{\varphi}$$

A φ értékét szabványos számsorból választják ki. Nagysága rendszerint a 20-as Renard sor szerint ($\sqrt[20]{10}$):

1,12, 1,25, 1,4, 1,6, 1,8 vagy 2,0.

VÁLTÓMŰVEK

A felsorolt értékek közül az elsőhöz 10 %, az utolsóhoz 50% sebesség veszteség tartozik. Minél kisebb a fokozati tényező, annál több fokozat kell ugyanannak az állíthatóságnak az elérésére, annál bonyolultabb és költségesebb lesz a váltómű.

A fordulatszám sor:

$$n_1, n_2 = n_1\varphi, n_3 = n_2\varphi = n_1\varphi^2 \dots n_k = n_{k-1}\varphi = n_1\varphi^{k-1}$$

$$\text{Miótán } n_1 = n_{\min}, \quad n_k = n_{\max}$$

$$A = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \varphi^{k-1} \quad k = 1 + \frac{\lg A}{\lg \varphi}$$

VÁLTÓMŰVEK

Rendszerint n_{\max} és n_{\min} és így $A = n_{\max}/n_{\min}$ ismert, a fordulatszám sor kialakításához a φ fokozati tényezőt felveszik és számítják a szükséges k fokozatok számát, vagy a k fokozatok száma ismeretében a φ értékét és abból a fordulatszám sort.

Pl.

$$n_1 = 50 \text{ 1/min}, \quad n_k = 5000 \text{ 1/min}, \\ A = 100, \quad k = 12, \quad \varphi = 1,52$$

A fordulatszámok pontosak.

Vannak olyan területek, ahol a váltómű fokozati tényezője nem állandó, Pl. egyes gépjárműveknél, szerszámgép mellékajtóműveknél.

Fokozat	Fordulatszám 1/min
1	50
2	76
3	116
4	176
5	267
6	406
7	616
8	937
9	1424
10	2164
11	3290
12	5000

VÁLTÓMŰVEK

A fogaskerekes váltóművek fordulatszámSORÁNAK meghatározásakor figyelembe kell venni a szerkezeti kialakítást: pl. **csúszótömbös váltómű**, vagy **tengelykapcsolós váltómű**.

Egy csúszótömb, legfeljebb két vagy három fogaskerékből áll, ezért a csúszótömbös váltóművek fokozatainak számát 2, 3 vagy ezek egészszámu többszörösére választják: $k = 2, 3, 4, 6, 8, 9, 12, 16, 18, 24, 27, 32$, stb.

A váltómű geometriai méreteinek csökkentése, és a kedvezőtlen dinamikai hatások elkerülése érdekében **korlátozzák** a kapcsolódó fogaskerékpárok **áttételét**: $4 > i > 0,5$, vagyis két tengely között megvalósítható A_i állíthatóság legnagyobb értéke: $A_i = i_{max}/i_{min} = 8$.

A váltómű A és A_{ti} állíthatóság értékei meghatározzák a w tengelypárok számát: .

KINEMATIKAI MÉRETEZÉS

$$A = A_{t1} \cdot A_{t2} \cdot A_{t3} \cdot \dots \cdot A_{tw} = 8 \cdot 8 \cdot 8 \cdot \dots \cdot 8 = 8^w$$

$$w = \frac{\lg A}{\lg 8} = 1,107 \lg A$$

A váltóművek kinematikai méretezése.

1. A kimenő fordulatszámSOR meghatározása
2. A megvalósításához szükséges szerkezet (a tengelypárok száma, tengelyelrendezés és fogaskerékpár áttételek) kiválasztása. Ebben segít a szerkezeti hálózat és a fordulatszám ábra.

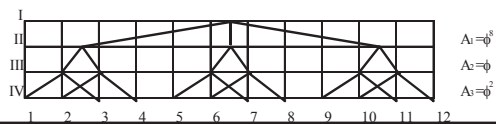
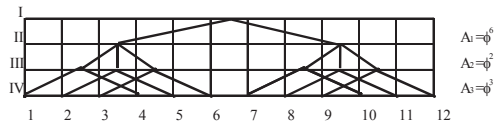
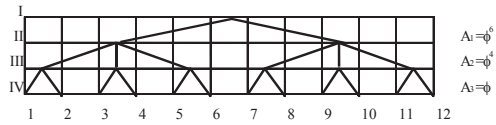
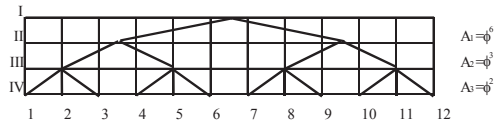
Szerkezeti hálózat változatok felépítése.

Az a legkedvezőbb, amelyikben a két tengely közötti állíthatóság a legkisebb

SZERKEZETI HÁLÓZAT

A szerkezeti hálózatban

- a vízszintes vonalak egy-egy tengelyt jelképeznek,
- két-két tengelyt összekötő, vonal pedig egy fogaskerékpárt.
- Két tengely között az azonos meredekségű vonal ugyanazt a fogaskerékpárt jelöli.
- A fokozatok φ egységben követik egymást.
- A szerkezeti hálózat mindig szimmetrikus.

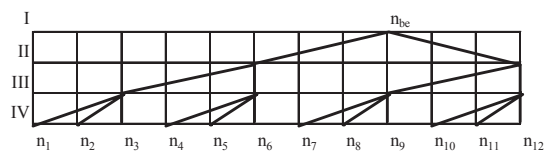
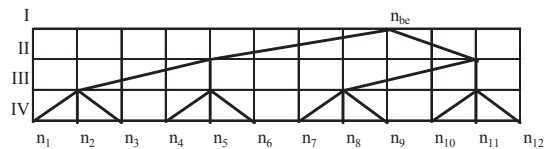
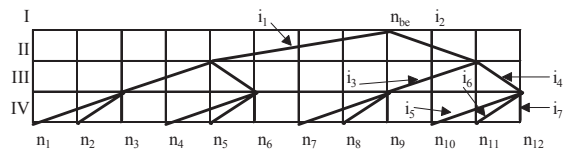


KINEMATIKAI MÉRETEZÉS

A kiválasztott szerkezeti hálózat alapján elkészíthetők a **fordulatszám ábra** változatok.

A fordulatszám ábrák megadják a tengelyek tényleges fordulatszámát, és az egyes fogaskerékpárok áttételét.

Arra kell törekedni, hogy lehetőleg **minél kisebbek legyenek a lassító és gyorsító áttételek**, és a felesleges gyorsító áttételeket kerüljék.



KINEMATIKAI MÉRETEZÉS

Pólusváltós (Dahlander) rövidre zárt forgórészű aszinkronmotor esetén felére csökken a fokozatok száma: eggyel kevesebb tengelyt, és kettővel kevesebb fogaskerékpárt, kell beépíteni.

A váltómű kialakítása azonban nehezebb, miután az adatokat illeszteni kell a bemenő fordulatszámokhoz úgy, hogy az előírt kimenő mértani fordulatszámsor kialakuljon.

SZILÁRDSÁGI MÉRETEZÉS

Váltóművek szilárdsági méretezése

Áttételek, teljesítmények és a fordulatszámok ismeretében számítható a váltómű tengelypárok tengelytávolsága, a fogaskerek fogszáma és geometriai adatai, a tengelyeket és a csapágyakat terhelő erők.

A fogaskerek szélességét korlátozni kell: csúszótömbös váltóműnél $b/d_{w1} < 0,2$, tengelykapcsolós váltóműnél $b/d_{w1} < 0,3$.

A közös fogaskerek (amelyek egyszerre két fogaskerékkal kapcsolódva viszik át az egyikről a másikra a teljesítményt) fogai nem lüktető, hanem lengő igénybevétel szenvednek, ezért a fogtőben megengedett feszültség kisebb, a lüktető szilárdság mintegy 70 %-a.

VÁLTÓMŰVEK

A tengelyek méretezésekor figyelembe kell venni a szilárdsági követelmények mellett a merevségi követelményeket is: a **tengely lehajlása** kedvezőtlen, terheléstorlódást, élenfutást okozhat.

A hosszú hajlékony **tengely kritikus fordulatszámát** is ellenőrizni kell.

A tengely lehajlása ne haladja meg hosszának **2 ‰**-ét, a lehajlás okozta **elfordulása** a csapágyazás helyén a **$0,6 \cdot 10^{-3}$ radiánt**. **Elcsavarodását** is célszerű korlátozni: annak megengedett legnagyobb értéke **$(4-9) \cdot 10^{-6}$ rad/mm**.

A váltóművek tengelyeit általában gördülőcsapágyak ágyazzák. A csapágyak igénybevétele nem túlságosan nagy, rendszerint a mélyhornyú golyóscsapágyak is megfelelnek, hacsak a nagyobb mértékű tengely lehajlás okozta **elfordulás** a csapágyazás helyén nem igényel **beállító** gördülőcsapágyakat.

SZERKEZETI KIALAKÍTÁS

A váltóművek szerkezeti kialakítása:

1. **többtengelyes, előtéttengelyes és bolygóműves váltóművek**
2. **tengelykapcsolós és csúszó tömbös váltóművek**
3. **kézi kapcsolású vagy automatikus váltóművek**
4. **mechanikus, hidraulikus, elektromágneses vagy pneumatikus működtetésű váltóművek**
5. **különleges váltóműveket.**

A **csúszó tömbös** váltóművek szerkezeti kialakítása, gyártása és működtetése egyszerű, de nagy helyigényük, és üzemeltetési hátrányaik miatt egyes területeken háttérbe szorúlnak más mechanikus váltóművekkel szemben.

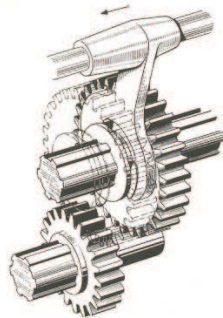
SZERKEZETI KIALAKÍTÁS

A **tengelykapcsolós váltóművek** fogaskerék párijai állandó kapcsolatban vannak egymással. A fogaskerékpárok egyik kereke szabadon foroghat a tengelyén, amelyhez tengelykapcsolóval hozzáköthető. A vele kapcsolódó kerekeket merev nyomatékkötés rögzíti tengelyükhöz.

Reteszelés gondoskodjon arról, hogy két tengely között mindig csak egy fogaskerékpár legyen kapcsolatban.

Körmös illetve fogasgyűrűs tengelykapcsolók (esetleg szinkronizáló egységgel), vagy **súrlódó lemezes kapcsolók**. Az utóbbiak automatikus váltása egyszerűen megoldható, szinkronizáló egységekre nincs szükség.

A tengelykapcsolókat mechanikusan, hidraulikusan, pneumatikusan, vagy elektromágnessel működtetik.

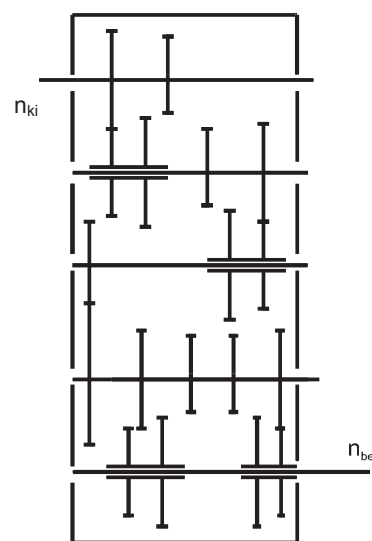


CSÚSZÓTÖMBÖS VÁLTÓMŰ

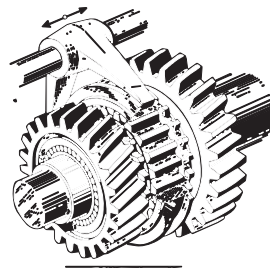
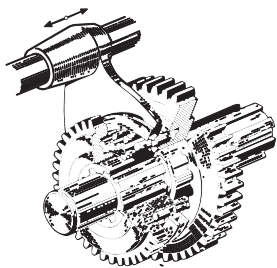
A **csúszó tömbös** váltóműveket gyakran használják szerszámgépek fő és mellékajtóműveiben.

A tengelykapcsolós váltóműveket a gépjárművek, az útépítő és a mezőgazdasági erőgépek váltóműveiben gyakoriak.

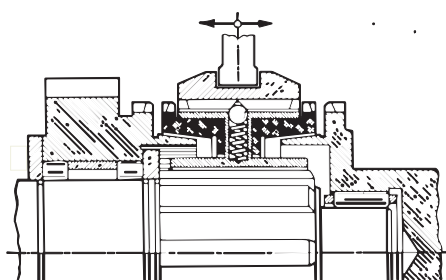
Marógép 16 fokozatú csúszó tömbös főajtóművének elrendezési vázlatja



TENGELYKAPCSOLÓS VÁLTÓMŰ



Tengelykapcsolós
váltóművek



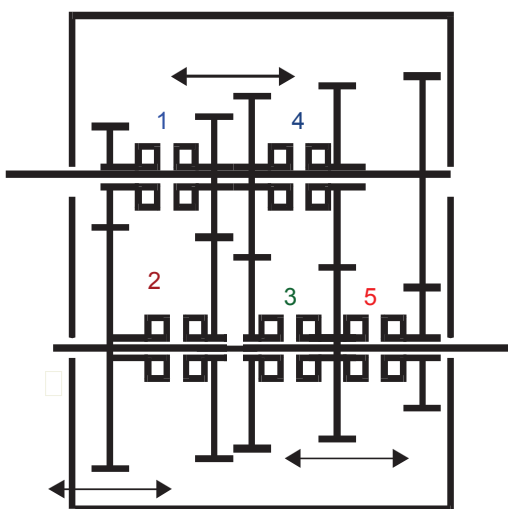
TENGELYKAPCSOLÓS VÁLTÓMŰ

Motorkerékpár ötfokozatú
tengelykapcsolós váltóműve.

A fogaskerekek állandóan
kapcsolatban vannak, a
nyilak a tengelykapcsolók
kapcsolását jelzik.

Az egyes fokozatok balról
jobbra sorban követik
egymást.

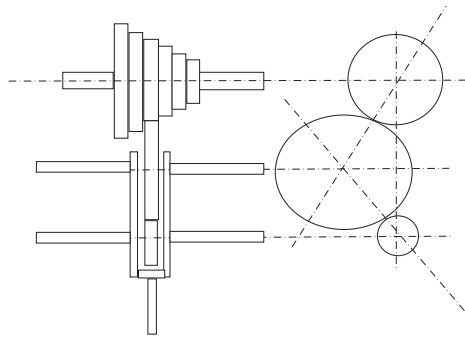
- I – 1
- II – 2
- III – 3
- IV – 4
- V – 5



KISTELJESÍTMÉNYŰ VÁLTÓMŰVEK

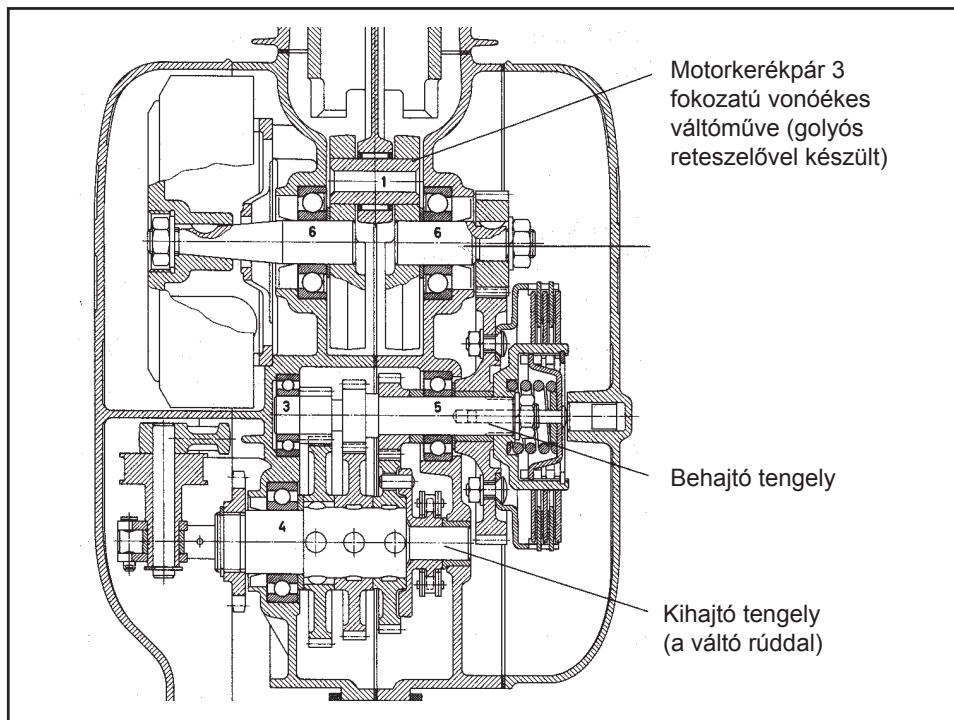
Kisebb teljesítményű váltóművek esetében gyakran használnak egyszerű szerkezeti megoldásokat: pl.

a **Norton** váltóban egy billenthető villába fogott közvetítő kerékkel hidalják át a különböző fogszámú fogaskerekek kapcsolódása miatt megváltozó tengelytávolságot. Elsősorban szerszámgép mellékajtómű váltók.



KISTELJESÍTMÉNYŰ VÁLTÓMŰVEK

A **vonóékes** váltóban a tengelyben, hosszanti irányban kialakított horonyban, elhelyezett csúszó retesz hozza létre az éppen terhelendő fogaskerék és a tengely közötti kapcsolatot. Csúszó retesz helyett használnak golyós reteszelt is, ahol a tengely közepén kialakított hosszanti horonyban eltolható kúpos hornyolt csap nyom ki három golyót a kapcsolatba hozandó fogaskerék hornyaiba. Főleg motorkerékpár váltók.



KISTELJESÍTMÉNYŰ VÁLTÓMŰVEK

A kisteljesítményű a **szorzóváltó** (Meander váltó), amelynél azonos kialakítású, tengelyükön szabadon futó kettős fogaskerék tömbök vannak egymáshoz kapcsolva úgy, hogy egy kisebb kerék kapcsolódik egy nagyobbhoz.

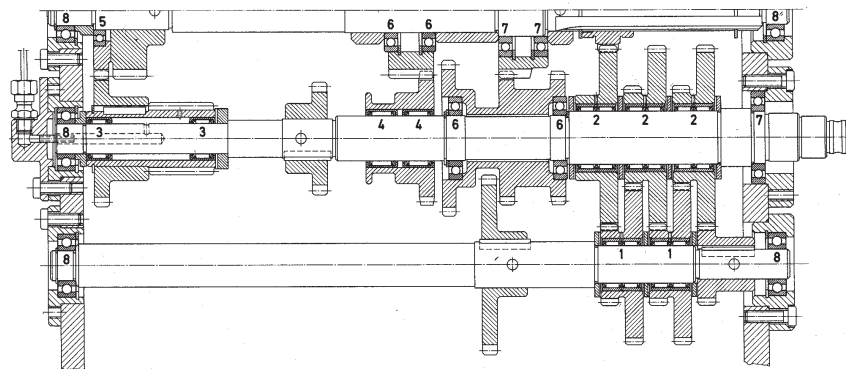
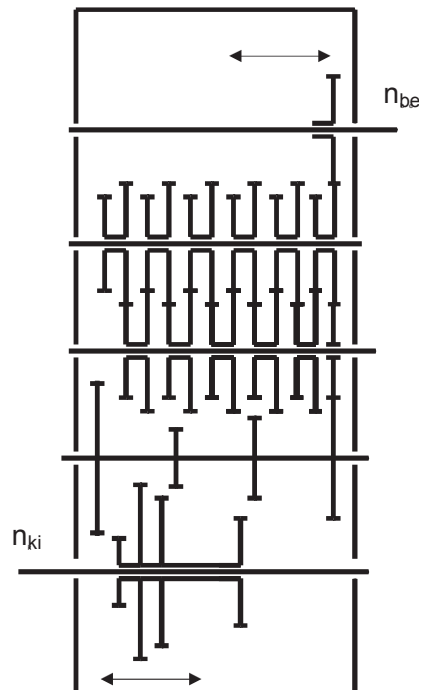
Általában a meghajtó kerék a kapcsolódó fogaskeréktömb sorozat közepén helyezkedik el, így attól az egyik irányban a kerekek fordulatszáma növekszik, a másik irányban csökken attól függően, hogy a fogaskerékpárok áttétele lassító vagy gyorsító.

A behajtó vagy kihajtó tengelyen elhelyezett toló kerék hozható kapcsolatba az egyes fogaskerekekkel, és veszi át annak forgását és terhelését.

Ilyen kis teljesítményű váltókat gyakran használnak szerszámgép mellékajtóművekben, de megtalálhatók azok a motorkerékpárok, mopedek, úttisztító gépek hajtásrendszerében is.

KISTELJESÍTMÉNYŰ VÁLTÓMŰVEK

Szerszámgép szorzó váltóval és négyes csúszó tömbbel (nagyon ritka) készült 24 fokozatú váltóművének vázlata.



Szerszámgép mellékajtómű részlet, Meander típusú egységgel

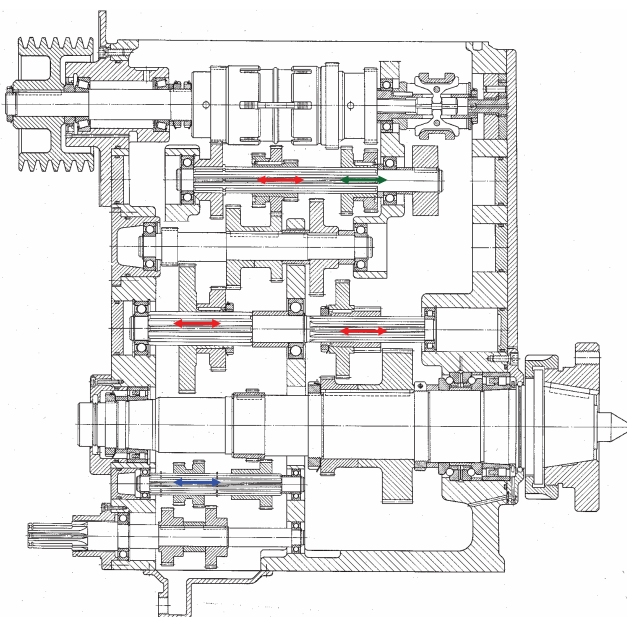
ESZTERGA FŐORSÓ VÁLTÓMŰ

12 fokozatú eszterga
főhajtómű

3 csúszótömb

Mechanikusan
működtetett súrlódó
tengelykapcsoló pár
(az ábrán nem látható
közvetítő keréken
keresztül) a főorsó
forgásirány
megfordítására.

Mellékhajtómű
meghajtása kettős
csúszótömbön át

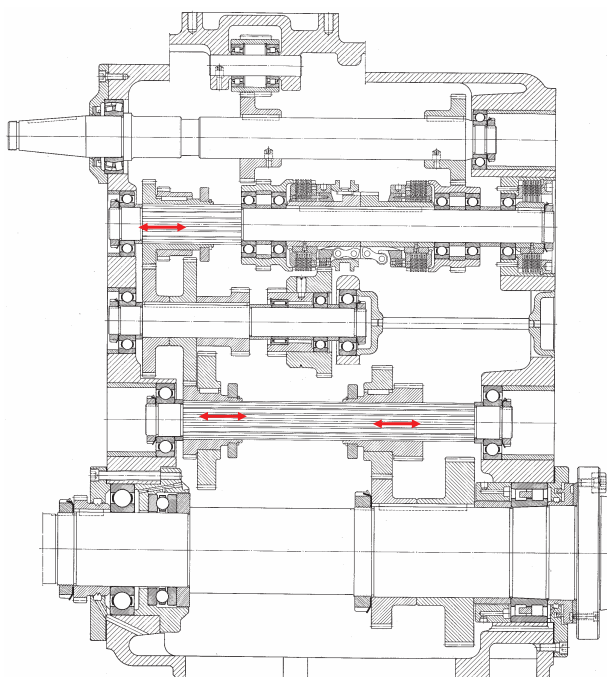


REVOLVER ESZTERGA VÁLTÓMŰVE

Revolver eszterga 8
fokozatú főhajtóműve.

3 kettős csúszótömb

Súrlódó lemezes
tengelykapcsolók és
közvetítő fogaskerék
az irányváltáshoz.



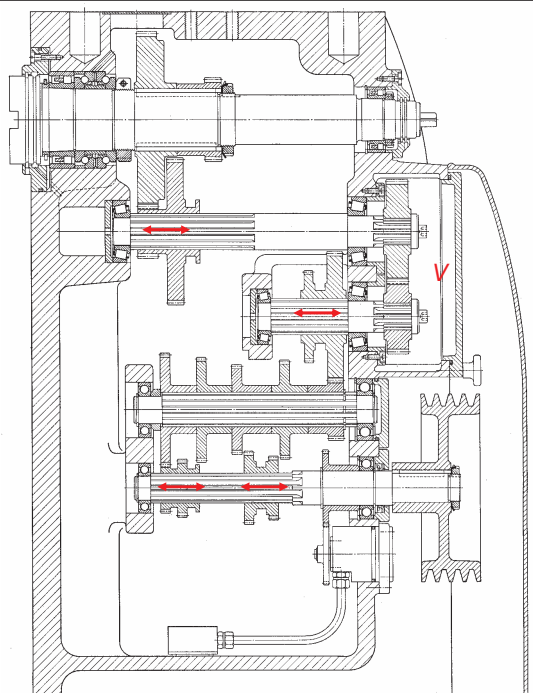
VÁLTÓMŰVEK

Vízszintes marógép 16 fokozatú főhajtóműve.

4 kettős csúszótömb

Nincs forgásirány-váltási igény

A sebesség a **V** váltókerekekkel is megváltoztatható

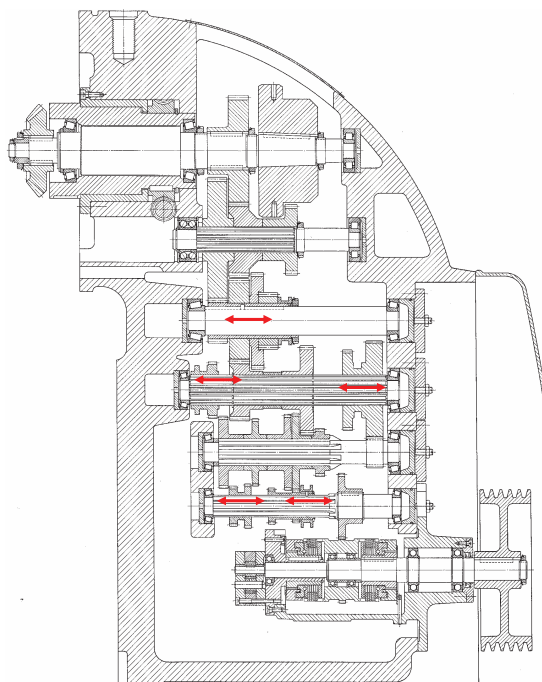


VÁLTÓMŰVEK

Függőleges marógép 24 fokozatú főhajtóműve

3 kettős csúszótömb +
(két részből álló)
hármaskúszótömb.

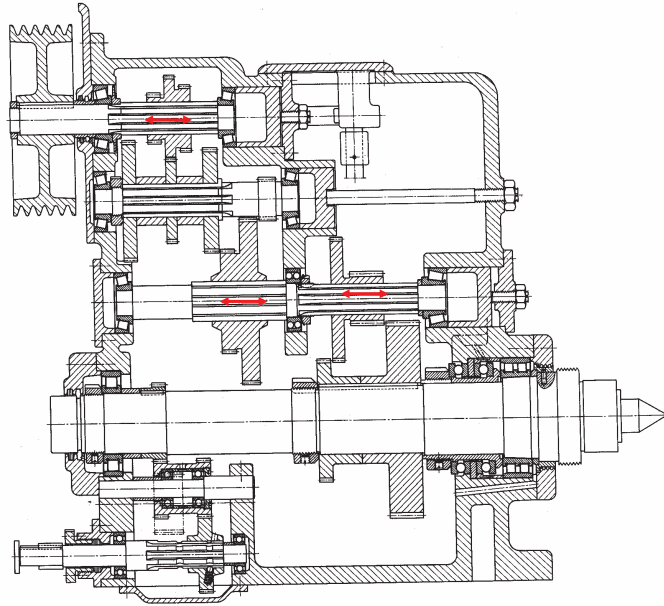
Nincs forgásirány-váltási igény



VÁLTÓMŰVEK

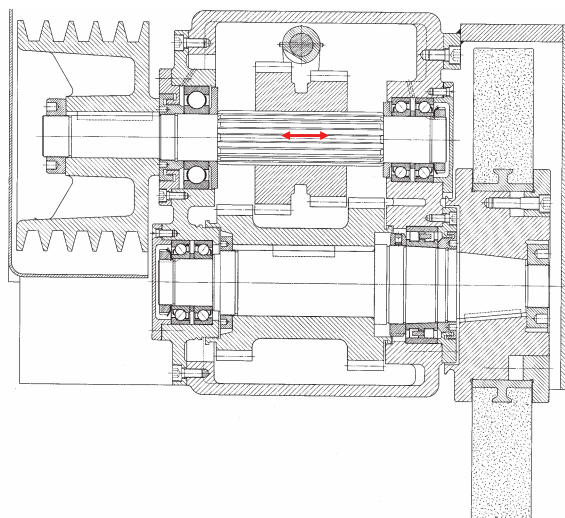
Eszterga 12 fokozatú csúszótömbös váltóműve.

Egy hármás és két kettős csúszótömb.



VÁLTÓMŰVEK

Köszörű kétfokozatú csúszótömbös hajtóműve.



VÁLTÓMŰVEK

Függőleges fúrógép négyfokozatú **tengelykapcsolós** váltóműve.

Fogasgyűrűs tengelykapcsolók.

Főorsó fogasléces mozgatással függőlegesen eltolható.

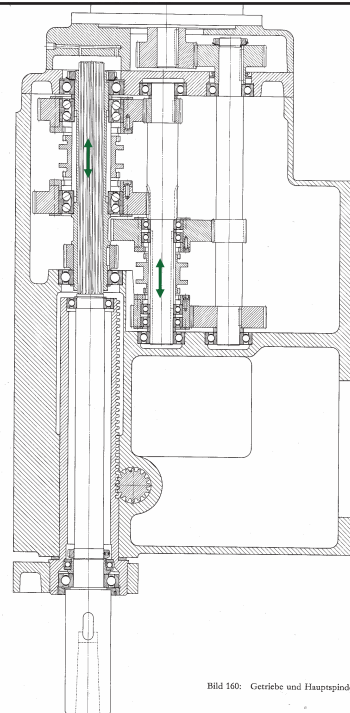
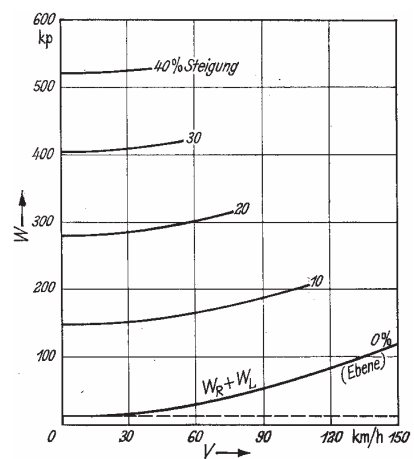


Bild 160: Getriebe und Hauptspindel

VÁLTÓMŰVEK

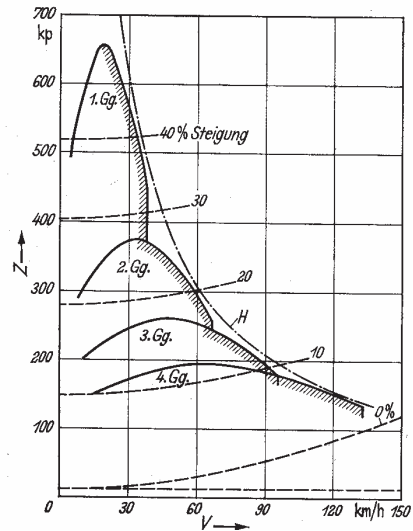
Gépkocsi vonóerő igénye a sebesség függvényében különböző meredekségű emelkedők esetén



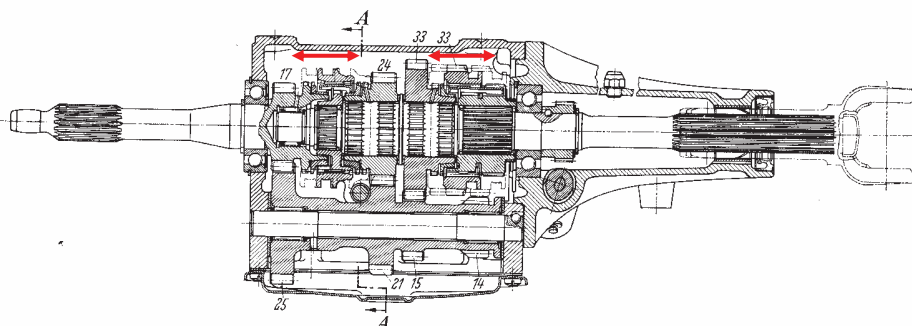
VÁLTÓMŰVEK

Négyfokozatú személygépkocsi
sebességváltó vonóerő-
sebesség diagramja.

Vonóerő hiperbola



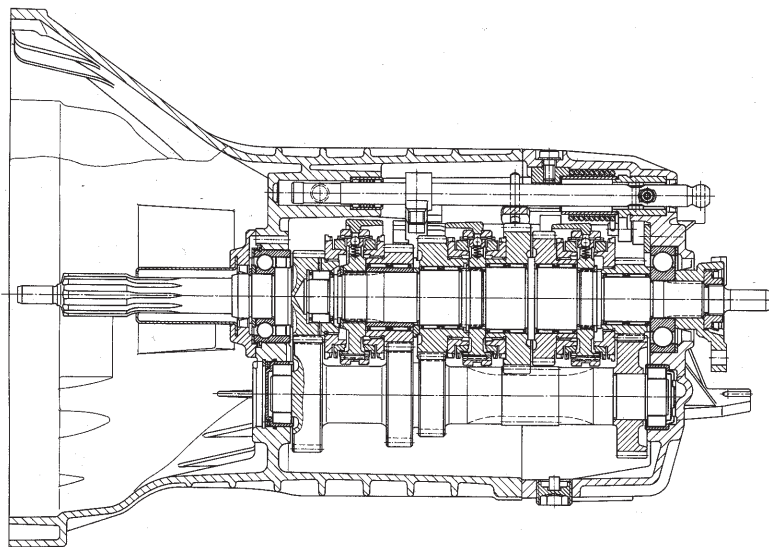
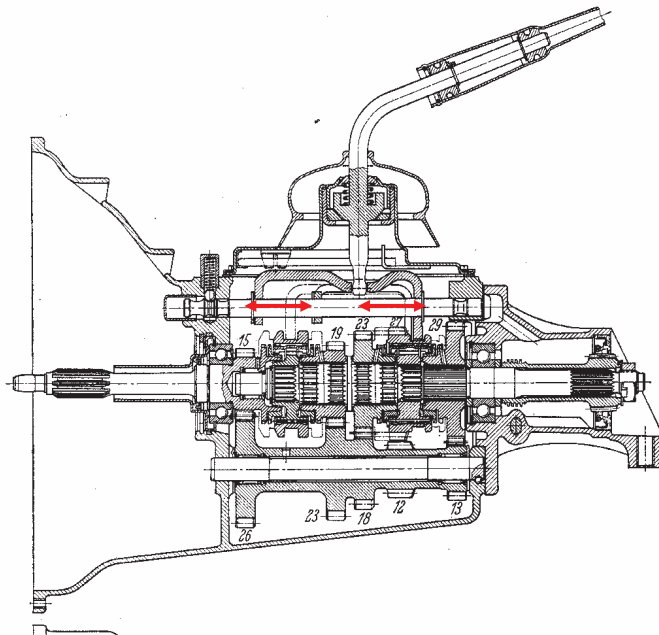
VÁLTÓMŰVEK



Gépjármű háromsebességű előtéttengelyes váltóműve. A jobboldali
kerék az előtéttengelyen a hátramenetűhöz szükséges

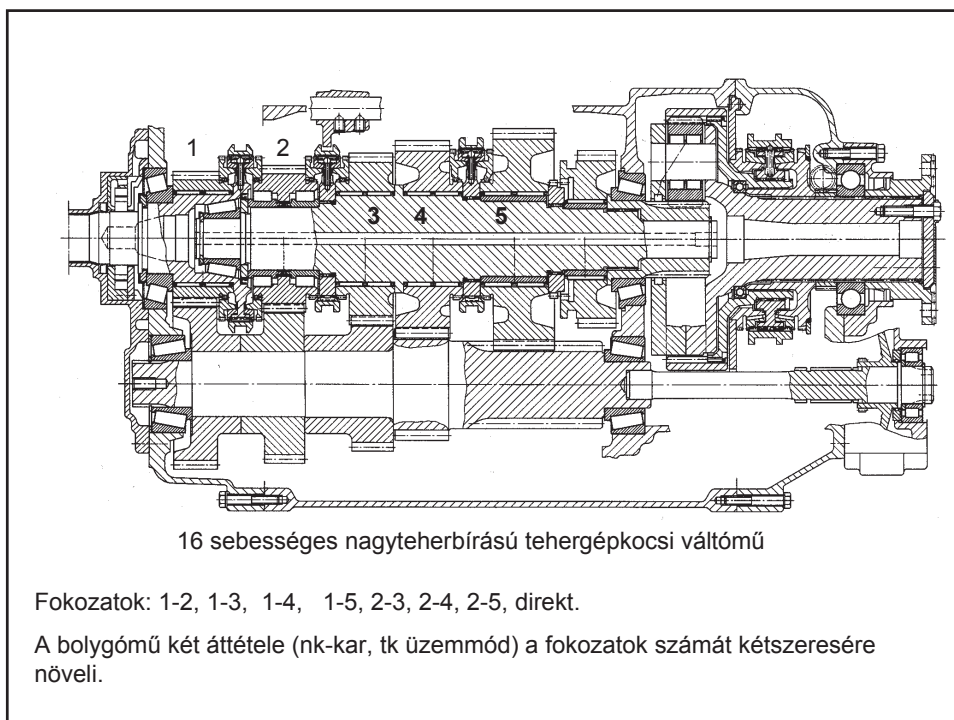
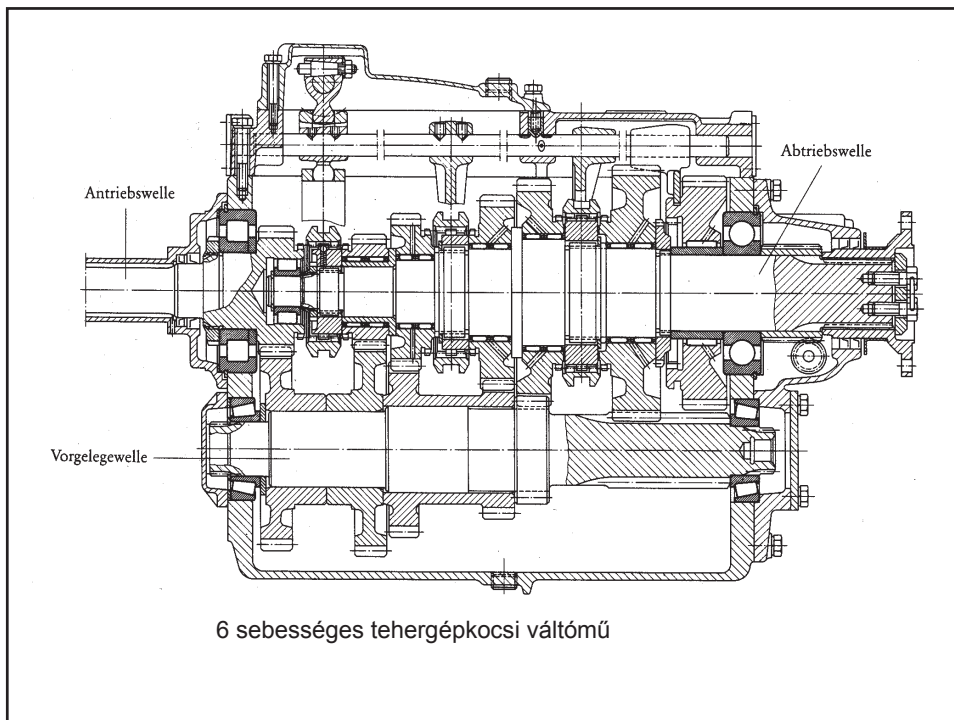
VÁLTÓMŰVEK

Négyfokozatú
gépjárműváltó

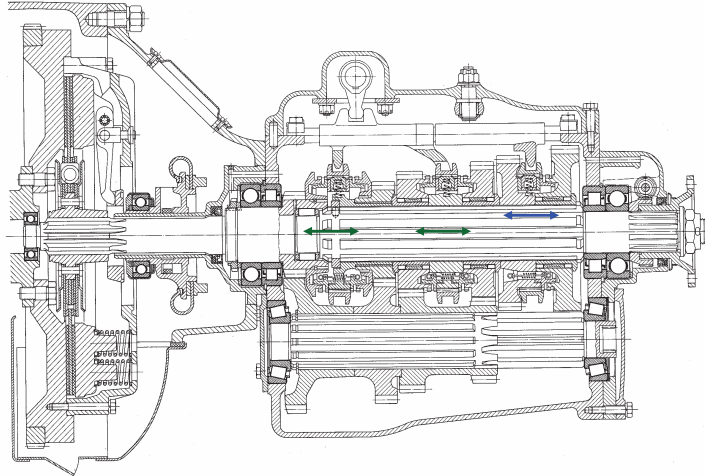


5 sebességes személygépkocsi váltómű

Áttételek: 3,717; 2,019; 1,316; 1; 0,804

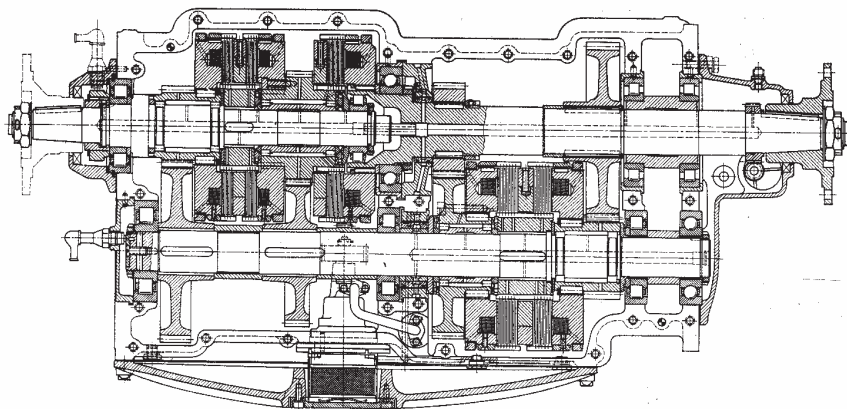


VÁLTÓMŰVEK



Tehergépkocsi előtétengelyes ötfokozatú tengelykapcsolós sebességváltója (két három állású tk. Harmadik a hátramenet is)

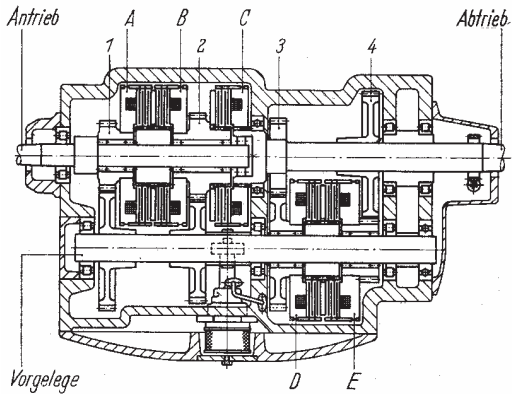
VÁLTÓMŰVEK



Vasúti jármű 6 fokozatú váltóműve

VÁLTÓMŰVEK

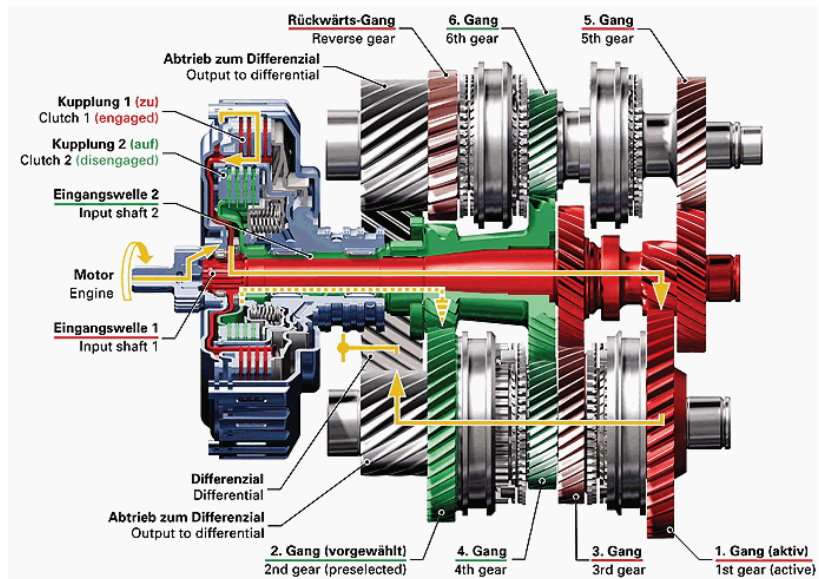
Vasúti jármű 6 fokozatú váltóművének vázlata és erőhatás ábrája

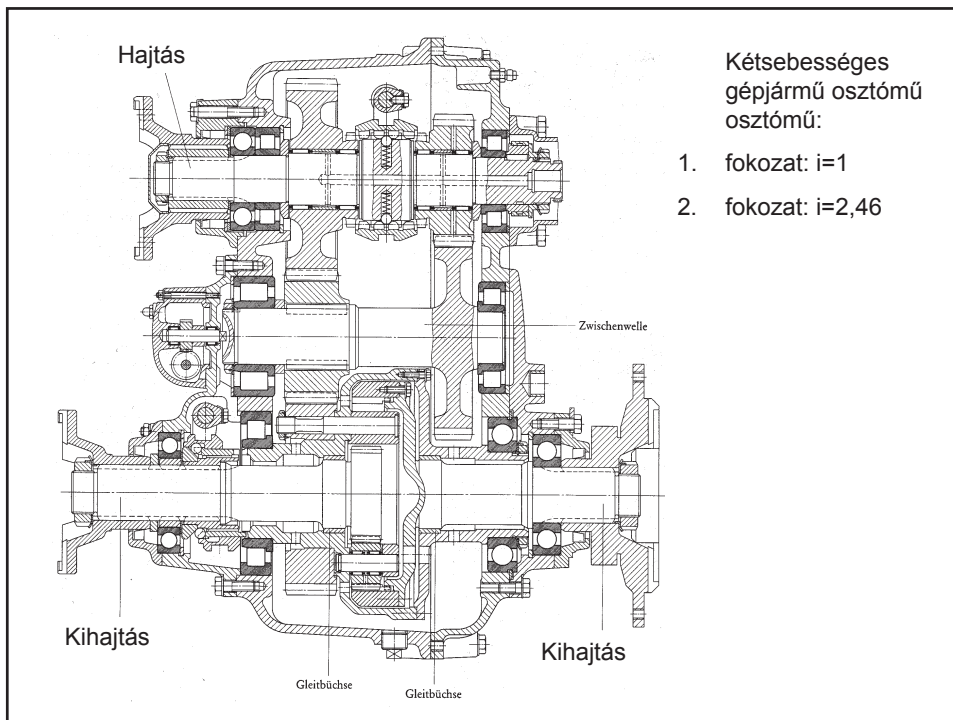


1. Gang	1	A	E	4	= 5,54
2. Gang		B		E 4	= 2,99
3. Gang	1	A	2	C	= 1,85
4. Gang	1	A		3	= 1,34
5. Gang		B	C	D	= 1,00
6. Gang		B		3	= 0,72

VALTOMUVEK

Vasúti jármű 6 fokozatú váltóművének vázlata és erőhatás ábrája





BOLYGÓMŰVES VÁLTÓMŰVEK

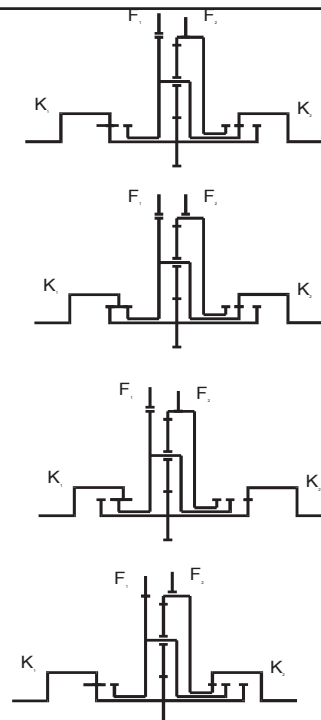
Az egyszerű és a kettős bolygókerekes bolygóművek 7 különböző áttétel.

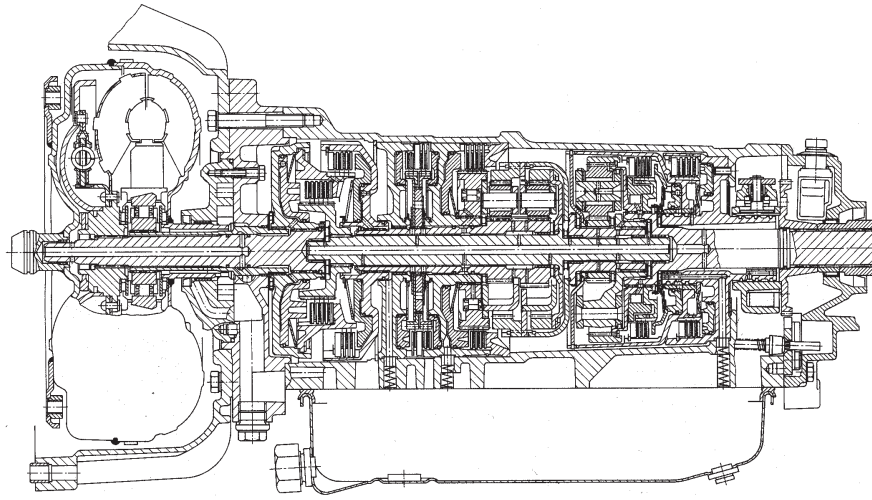
Nagy teljesítmény-sűrűségű bolygóműves váltóművek, automata sebességváltók.

A bolygóműves váltók működése és kezelése egyszerű, de szerkezeti kialakításuk bonyolult, költséges.

Tömör szerkezeti kialakítás, nehéz a működtető tengelykapcsolókat és fékeket elhelyezni. Gyakran ezek több helyet igényelnek, mint a bolygóművek.

A KB bolygóműves váltómű szerkezeti vázlatai különböző állapotban: a) lassító, b) közvetlen, c) gyorsító, d) hátra fokozat





4 sebességes bolygóműves automata sebességváltó

Áttételek: 2,48; 1,48; 1; 0,73

VARIÁTOROK - Fokozat nélkül állítható áttételű hajtások

Fejlődés történet

1870	Fából készült variátor faipari gép meghajtására
1906	Variátor gépkocsi hajtására
1921	Automatikus terhelő berendezés
1923	Olajkenés megjelenése
1928	Toroid variátor gépkocsikhoz (General Motors)
1939	EHD kenéselmélet megjelenése, alkalmazása
1957	Trakciós folyadékok megjelenése
1976	Kifáradási elméletek alkalmazása

VARIÁTOROK

Fokozat nélkül állítható áttételű mechanikus hajtások

Előnyei:

- kis helyigény,
- kedvező ár,
- olcsó üzemeltetés,
- viszonylag jó hatásfok,
- üzemeltetésükhöz költséges segédberendezések (villamos frekvenciaváltók, egyenirányítók, hidraulikus tápegységek, levegőellátás, út, nyomás és áramirányítók stb. nem szükségesek).

A váltóművekkel szemben is **előnyösek**, mert

- az adott tartományon belül áttételük tetszőleges értékre beállítható,
- csendesek, zajszintjük lényegesen alacsonyabb, mint a fogaskerekes váltóműveké.

VARIÁTOROK

Hátrányaik:

- nagy a felületeket összeszorító erő (kifáradás, kopás, nagy csapágy-terhelés)
- súrlódás miatt teljesítmény veszteség, melegedés, kopás, élettartam csökkenés alakul ki.
- az áttétel változik a terhelés változás hatására.

Felhasználási terület:

szerszámgépek, élelmiszeripari, építőipari és föld-munkagépek, mezőgazdasági betakarító és feldolgozó gépek, motoros járművek: kis teljesítményű motorkerékpárok, robogók, motoros szánok, úttisztító gépek, személygépkocsik, traktorok.

A gépjárművekkel jelentek meg, de később háttérbe szorultak (gyártási költségek, helyigény, élettartam miatt). Azóta ugyanakkor állandóan újra visszatértek. Az utóbbi időben ismét beépítik gépjárművekbe. (automata sebességváltó: VW Golf, Ford Skorpió, Subaru, Honda stb.) Optimális jármű üzem, az üzemanyag fogyasztás 8-20 %-al csökken. Az élettartam a legújabb hajtóműnél meghaladja a 200 000 km-t.

VARIÁTOR JELLEGGÖRBÉK

A variátorok jelleggörbéi

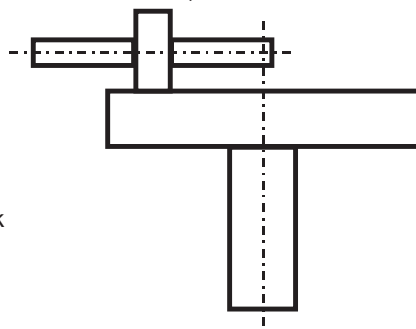
A variátorok viselkedését kinematikai és terhelési jelleggörbéje mutatja be. A **kinematikai jelleggörbe** az állítás (a hajtó vagy hajtott elem futófelületének átmérője) és a kihajtó elem fordulatszám közötti kapcsolatot mutatja be, a **terhelési jelleggörbe** pedig a nyomatékok és az áttétel kapcsolatát.

A névleges áttételt, egy adott állásban, a futófelületek középpátmérője határozza meg (eltekintve a súrlódás okozta eltolódástól):

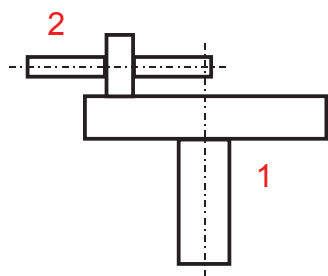
$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad n_2 = n_1 \frac{D_1}{D_2}$$

Ha a **hajtótárcsa D_1 átmérője** változik, az **n_2 változása lineáris**.

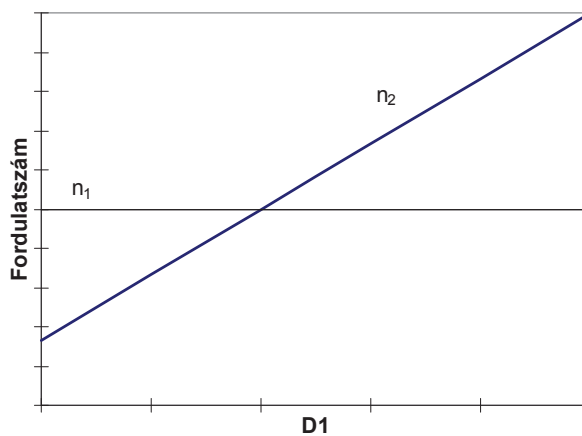
Ha a **hajtott tárcsa D_2 átmérője** változik az **n_2 változása hiperbolikus**.



KINEMATIKAI JELLEGGÖRBE

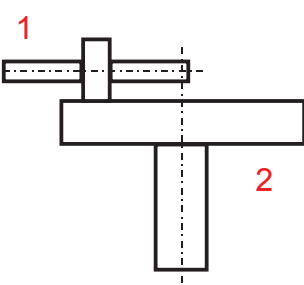


$$n_2 = n_1 \frac{D_1}{D_2} = C_1 D_1$$

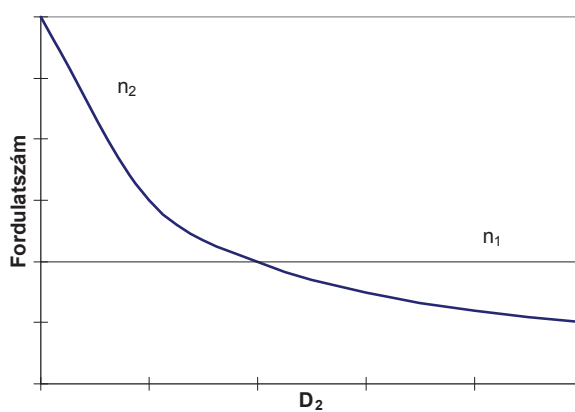


Variátor kinematikai jelleggörbe ha $D_2 = \text{állandó}$

KINEMATIKAI JELLEGGÖRBE

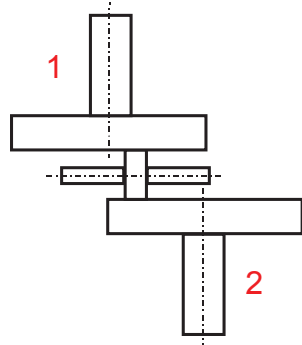


$$n_2 = n_1 \frac{D_1}{D_2} = \frac{C_2}{D_2}$$

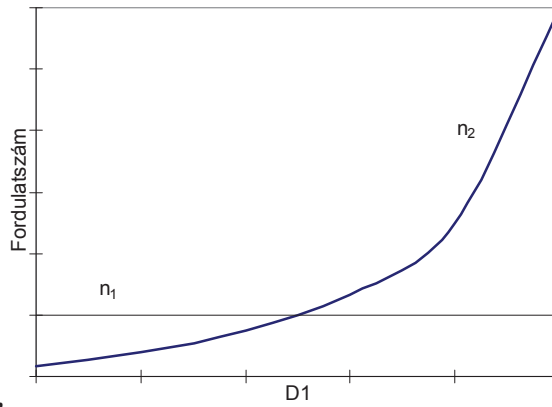


Variátor kinematikai jelleggörbe, ha $D_1 = \text{állandó}$

KINEMATIKAI JELLEGGÖRBE

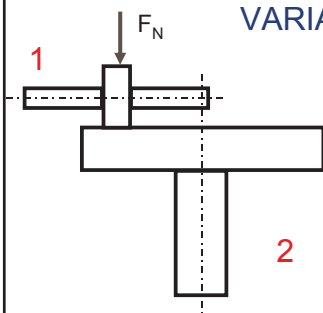


$$n_2 = n_1 \frac{D_1}{D_2} = \frac{D_1}{C_3 - D_1} n_1$$



Variátor kinematikai jelleggörbe, ha $D_1 + D_2 = C_3 = \text{állandó}$

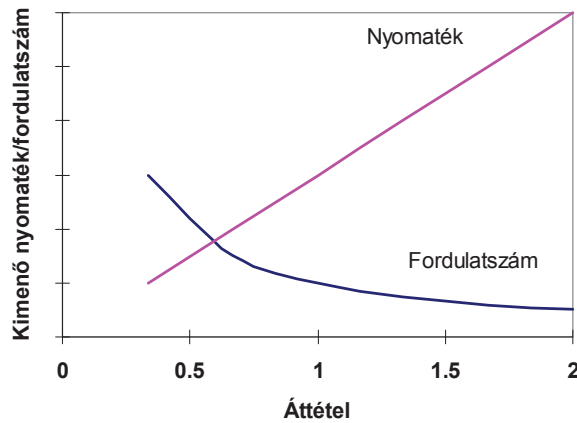
VARIÁTOR TELJESÍTMÉNY JELLEGGÖRBE



$$F = F_N \mu = \text{áll}$$

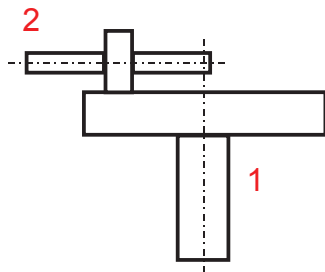
$$P = F \frac{D_1}{2} \omega_1 = \text{áll}$$

$$M_2 = F \frac{D_2}{2} = M_1 i$$



Ha $D_1 = \text{állandó}$, $\omega_1 = \text{állandó}$,
állandó teljesítményű hajtás

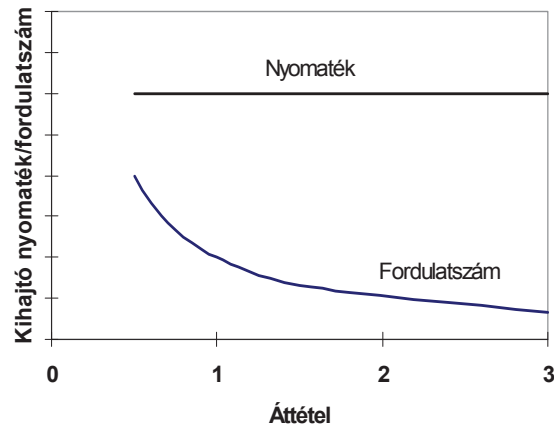
VARIÁTOR TELJESÍTMÉNY JELLEGGÖRBE



$$F = F_N \mu = \text{áll}$$

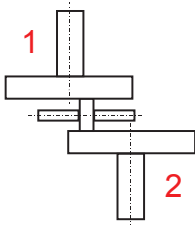
$$P = M_1 \omega_1 = \frac{M_2 \omega_1}{i}$$

$$M_2 = F \frac{D_2}{2} = \text{áll}$$



$D_2 = \text{állandó}$, $\omega_1 = \text{állandó}$,
állandó nyomatékú hajtás

VARIÁTOR TELJESÍTMÉNY JELLEGGÖRBE



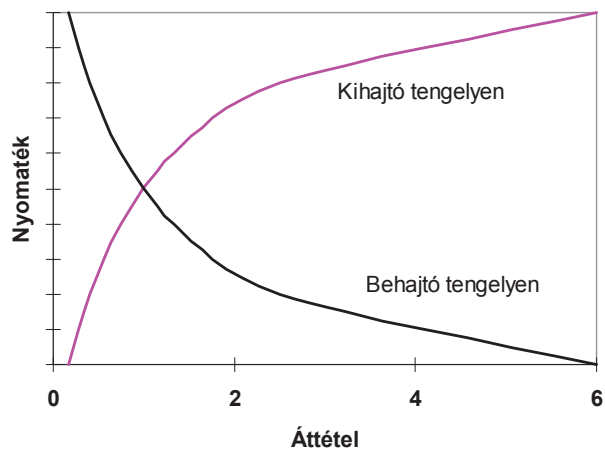
$$F = F_N \mu = \text{áll}$$

$$D_1 + D_2 = 2a$$

$$D_1 = \frac{2a}{1+i}$$

$$M_1 = F \frac{D_1}{2} = F \frac{a}{1+i}$$

$$M_2 = F \frac{ia}{1+i}$$



Nyomaték jelleggörbék a behajtó és
kihajtó tengelyen, ha $D_1 + D_2 = \text{állandó}$

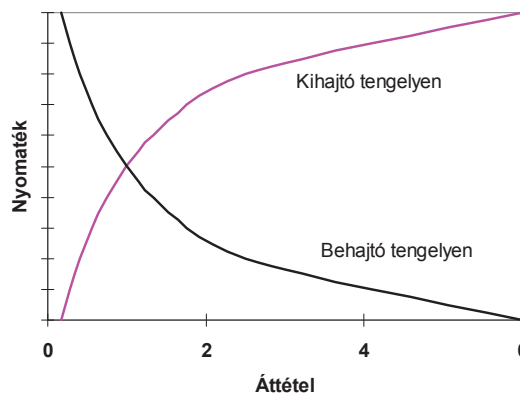
VARIÁTOR TELJESÍTMÉNY JELLEGGÖRBE

A **legnagyobb áttételnél** a az összeszorító erőt a behajtó tengelyen **beviendő legnagyobb nyomaték** (gyorsító nyomaték) határozza meg.

Legkisebb áttételnél a szorító erőt a **kihajtó tengelyt terhelő legnagyobb nyomaték** határozza meg.

Ezért mindkét esetben, **más áttételnél**, a nyomaték átvitel szempontjából **feleslegesen nagy az összeszorító erő**.

Állításakor célszerű a szorító erőt szabályozni, csak a kívánt nyomaték átviteléhez szükséges szorító erőt kialakítani.



Szorító szerkezetet kell beépíteni, amely csak a szükséges szorító erőt hozza létre.

VONÓELEMES VARIÁTOROK

Alapvetően két típus:

Vonóelemes variátorok (hajlékony vonóelemmel).

Dörzsvariátorok

Vonóelemes variátorok.

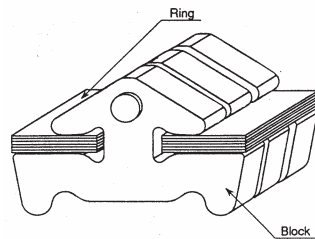
Szín vagy lánc hajtások, ahol a tárcsák működő átmérője üzem közben fokozat nélkül változtatható.

A vonóelemek: **széles ékszíjak**, **normál ékszíjak** ($A < 2,5$), ritkán **lapos szíjak**, **acélláncos** vonóelemek, **tolóelemek**. (pl. gépkocsi, traktor, úttisztító gép sebességváltókban).

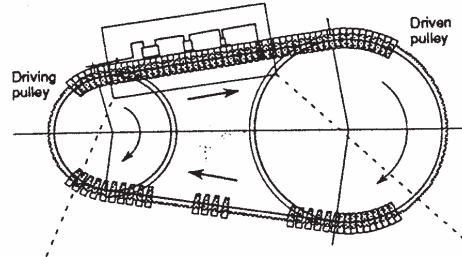


Csupasz oldalfelületű normál és széles ékszíjak variátorokhoz

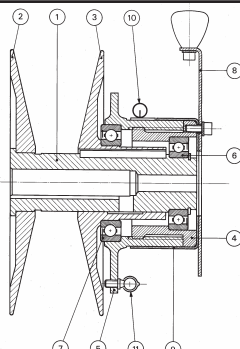
TOLÓELEMES VARIÁTOR



Edzett acél toló elemek,
amelyeket acél szalag
gyűrűk tartanak a
helyükön.



A szíjhajtás elvén működik, de húzó
erő helyett **nyomó erő** továbbítja a
nyomatékot.



A tárcsák két félből állnak, és axiális irányban
eltolhatók.

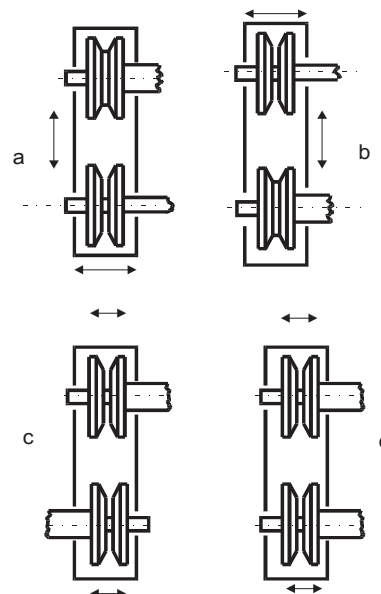
Van:

- a) állandó teljesítményű hajtás (csak a kihajtó
tárcsa változik),
- b) állandó nyomatékú hajtás (csak a behajtó
tárcsa változik),
- c) hajtás, ahol mindkét tárcsa állítható.

a, b) **Tengelytávolság változik.**

**Állításkor a szíj axiális irányban
nem tolódhat el.**

VONÓELEMES VARIÁTOROK



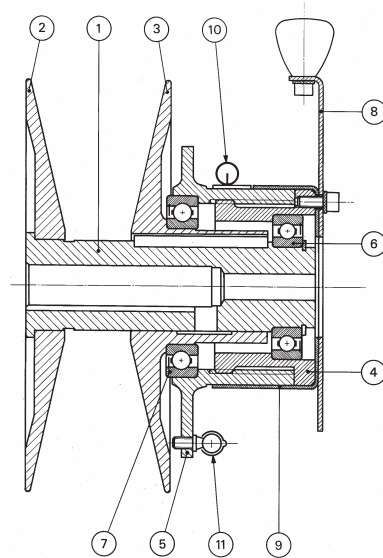
VARIÁTOR TÁRCSÁK

Vannak **állítható tárcsák** és **rugós tárcsák**.

Állítás kézzel, karokkal, menetes orsóval, motoros mechanikus, vagy hidraulikus szerkezetekkel.

Nagyon egyszerű, ha az egyik tárcsa átmérője állandó, a másik tárcsa rugós előfeszítésű, mert állításkor csak a tengelytávolságot változtatják. $A=3,3$.

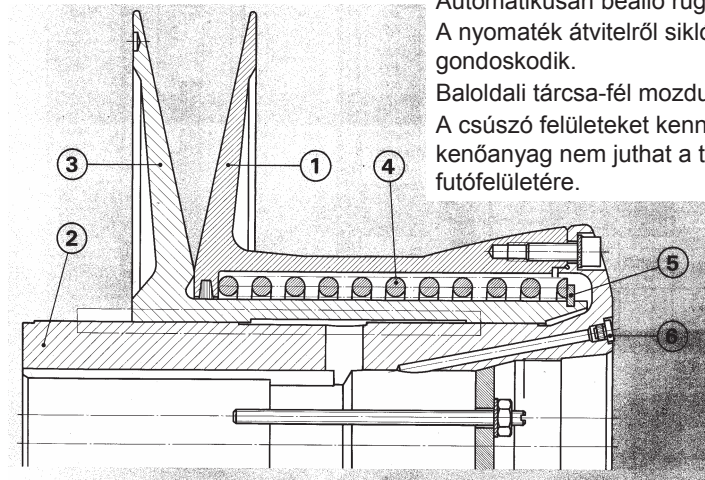
Kézi állítású tárcsa.
a jobboldali tárcsafél mozog



VARIÁTOR TÁRCSÁK

Automatikusan beálló rugós tárcsa.
A nyomaték átvitelről siklóretesz gondoskodik.

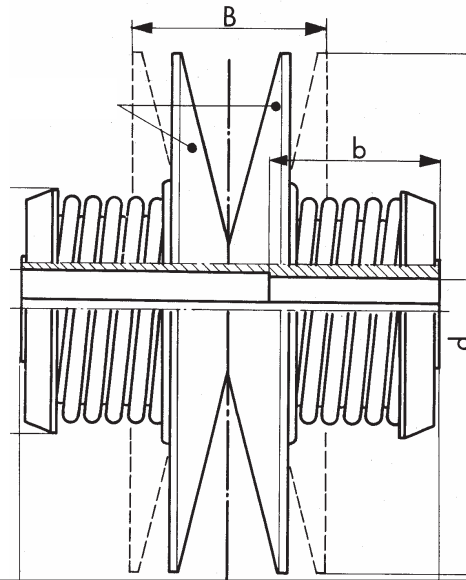
Baloldali tárcsa-fél mozdul el.
A csúszó felületeket kenni kell, de kenőanyag nem juthat a tárcsa futófelületére.



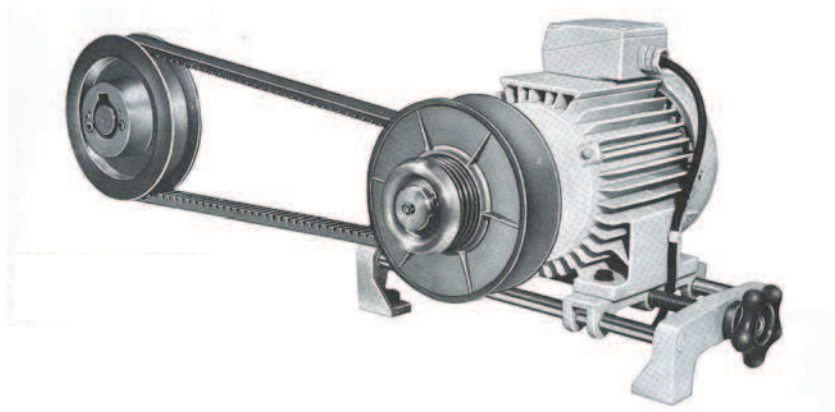
VARIÁTOR TÁRCSÁK



Automatikusan beálló, rugóval előfeszített tárcsa. Minkét tárcsafél elmozdul.

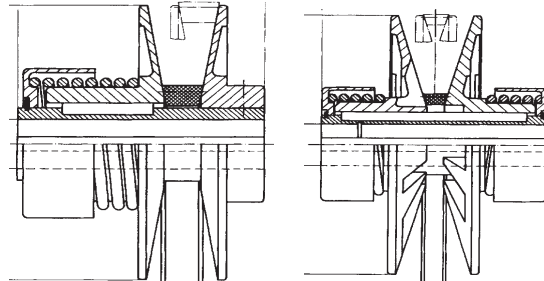


VONÓELEMEKES VARIÁTOROK

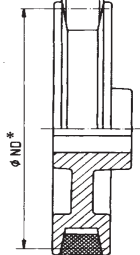


Tengelytávolság állító szánnal együtt szállított, beépítésre kész szélesszíjas, állandó nyomaték leadására alkalmas variátor.

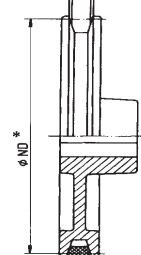
NORMÁL ÉKSZÍJAS VARIÁTOROK



Normál ékszíjas variátor egyik tárcsán egyoldalú állítással, $A = 2,4$, $P=0,65$ kW



Normál ékszíjas variátor egyik tárcsán kétoldalú állítással
 $A = 3$, $P=5$ kW



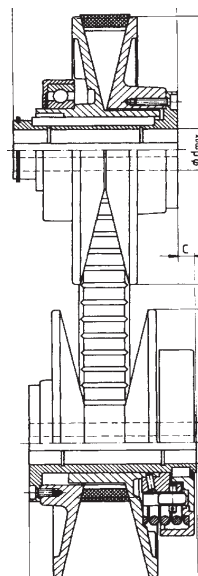
SZÉLESSZÍJAS VARIÁTOR

Ha mindkét tárcsa átmérője változik, elég, ha az egyiket állítják, a másik lehet rugós.
Ha mindkét tárcsát állítják, bonyolult a szerkezet, de nagy lehet az állíthatóság: $A_{\max}=11$.

Széles-ékszíjas variátor két állítható tárcsával. A felső tárcsa állítása mechanikus, az alsó, rugóval feszített, automatikus.

Állításkor a szíj oldalirányban eltolódik mindkét tárcsán azonos mértékben

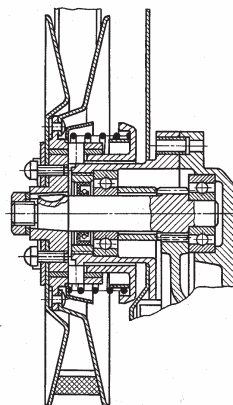
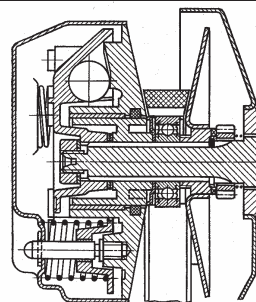
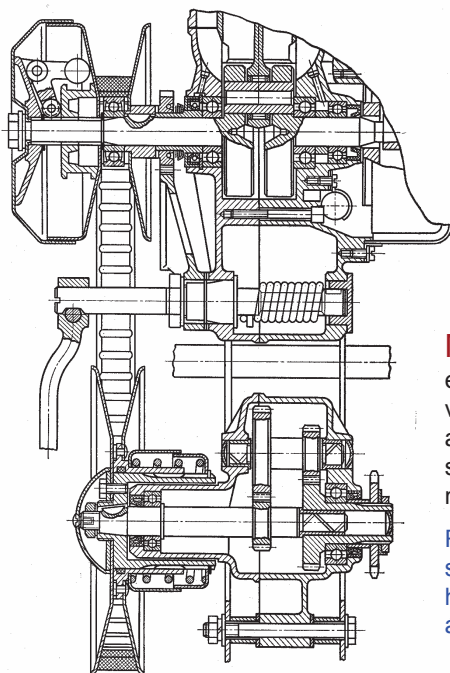
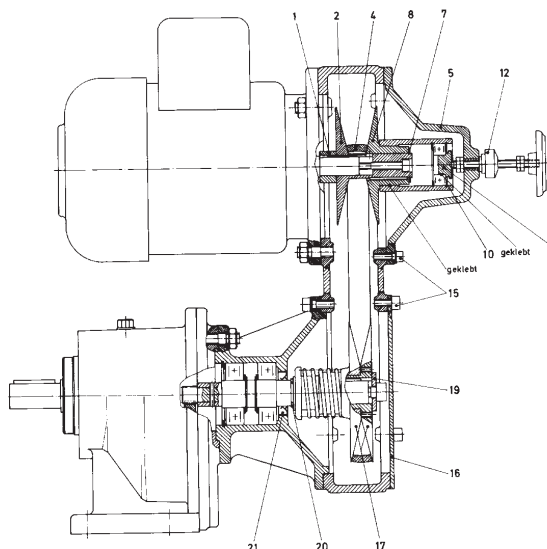
$A = 3-8,5$, $P=145$ kW



MOTOROS VARIÁTOROK

Fogaskerék
hajtóműre szerelt
motoros variátor
egység.

Hajtott tárcsa
állítására kézzel,
menetes orsón
keresztül.



Mopedekbe
épített szélesszíjas
variátorok, amelyek
automatikus
sebességváltóként
működnek.

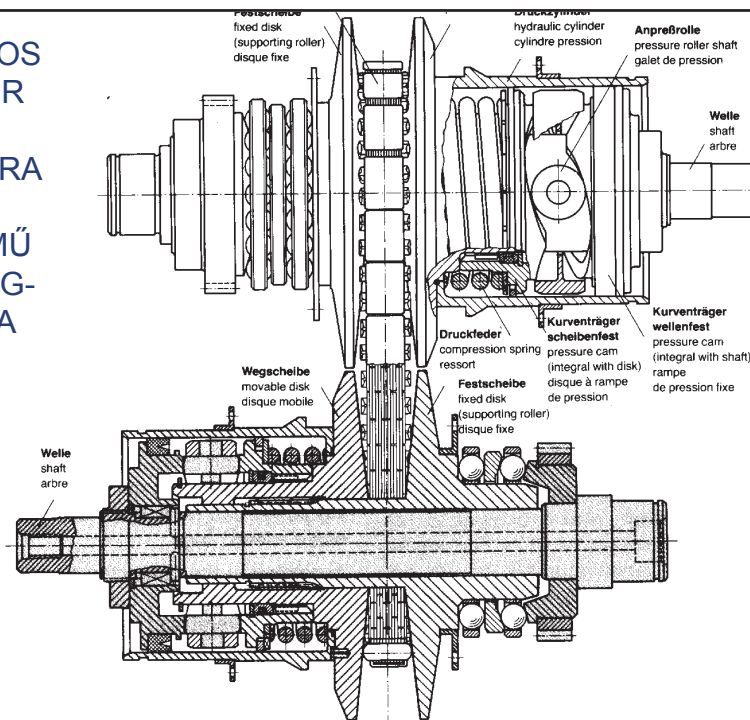
Röpsúlyos szorító
szerkezeteket
használnak a tárcsák
állítására.

LÁNCTAGOS VARIÁTOR

IPARI CÉLRA

GÉPJÁRMŰ SEBESSÉGVÁLTÓBA

Hidraulikus rendszer érzékeli a tárcsák helyzetét, és az áttételt mindig pontosan az előre beállított értéken tartja. A szorító erőt görgős befeszítő egység hozza létre.



LÁNC VONÓELEMES VARIÁTOR

Hidraulikus feszítés, fogaskerék párok, bolygóművek egészítik ki a hajtást, elektromos vagy hidraulikus irányítás, optimális járműüzem.

$P_{\max}=150$ kW, $M_{\max}=300$ Nm, $n_{\max}= 6500$ 1/min, az állíthatóság: $A = 5,8$.

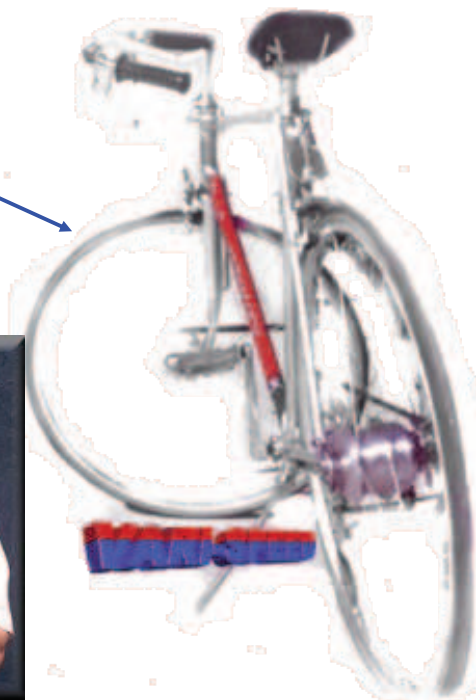
Számítógépes irányítás, a gépjármű üzem a vezető igényeinek megfelelően állítható be:

- a leggazdaságosabb üzemre,
- a legkényelmesebb vezetési körülményekhez,
- a sportos vezetési üzemállapotra.

Kerékpár fokozat nélküli sebesség váltóval

1975 körül készült az első kerékpár fokozat nélkül állítható áttételű sebességváltóval

Angel Caban, és fokozat nélküli kerékpár sebességváltója.



GÖRDÜLŐELEMES VARIÁTOROK

Gördülőelemes variátorok.

Rendkívül változatos kialakítás.

- Közvetítő elem nélküli variátorok
- Közvetítő elemes variátorok.

- Tárcsás variátorok,
- kúpos variátorok,
- golyós variátorok,
- toroid variátorok.

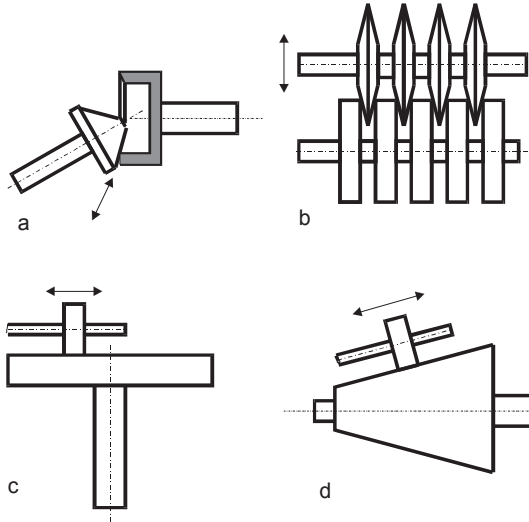
- Állandó legördülési sugarú variátorok,
- változó legördülési sugarú variátorok.

- Bolygóműves variátorok
- soktárcsás variátorok.

KÖZVETÍTŐ ELEM NÉLKÜLI VARIÁTOROK

Közvetítő elem nélküli
gördülőelemes
variátorok

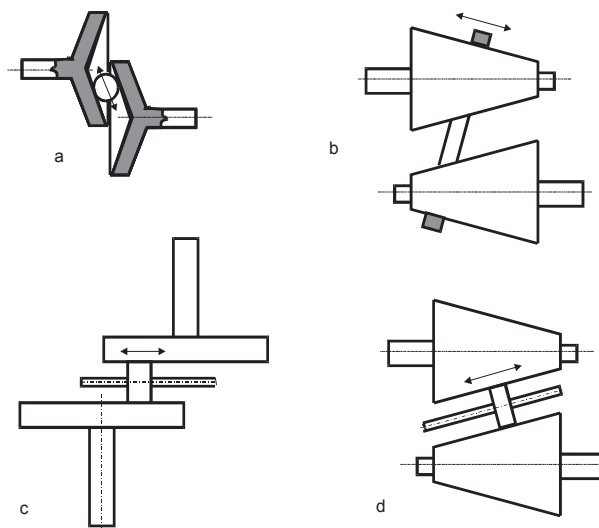
- a) belső kúpos,
- b) soktárcsás kúpos,
- c) síktárcsás,
- d) kúpos



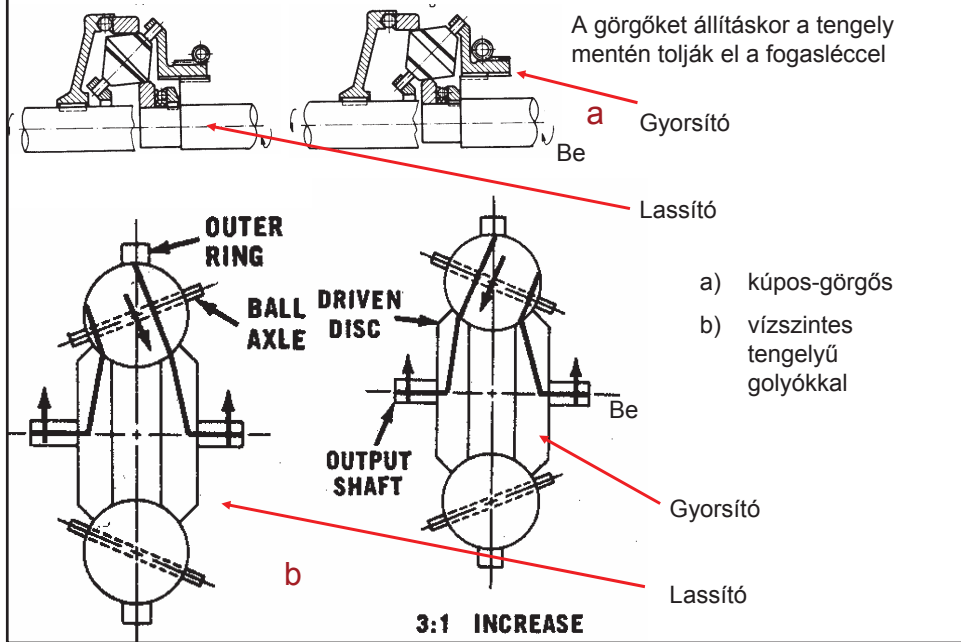
KÖZVETÍTŐ ELEMES VARIÁTOROK

Állandó
legördülési
sugarú
közvetítő
elemes
dörzsvariátorok

- a) golyós,
- b) kúpos-
gyűrűs,
- c) tárcsás-
görgős
- d) kúpos-
görgős

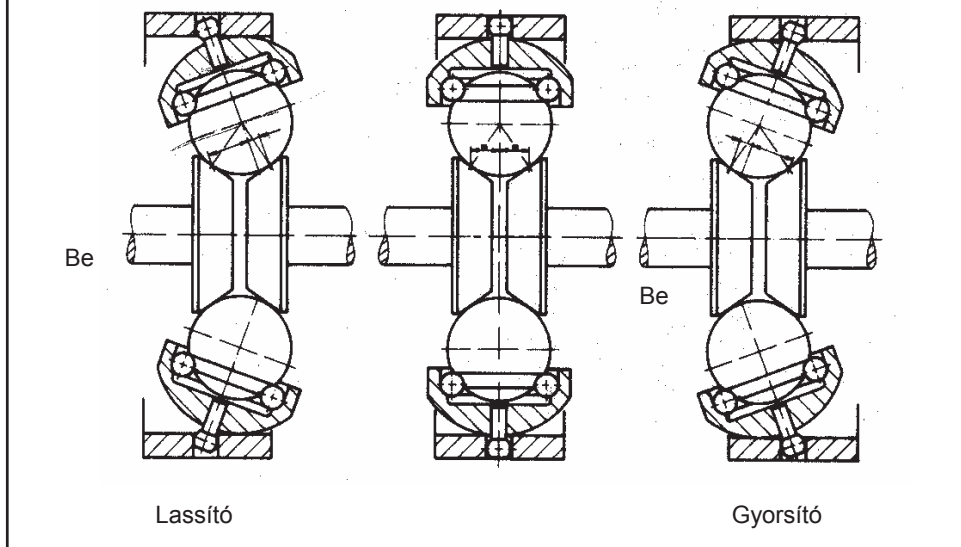


VÁLTOZÓ LEGÖRDÜLÉSI SUGARÚ KÖZVETÍTŐ ELEMES VARIÁTOROK



VÁLTOZÓ LEGÖRDÜLÉSI SUGARÚ KÖZVETÍTŐ ELEMES VARIÁTOROK

Függőleges tengelyű golyókkal



VARIÁTOROK

Különböző kinematikai és terhelési jelleggörbe alakítható ki, illeszthető a munkagép jelleggörbéjéhez.

A közvetítő elem nélküli variátorok: kis teljesítmény, kis állíthatóság ($A_{\max} = 3-4$).

A közvetítő elemes variátor nagyobb teljesítmény és állíthatóság ($A = 9-11$).

Van végtelen állíthatóságú variátor, pl. a tárcsás/golyós variátor.

Bolygóműves variátorokkal is megállítható a kihajtó tengely, sőt ellentétes irányban is forgatható.

Pont vagy vonal menti érintkezés, nagy igénybevétel, a szorító erőt lehetőleg korlátozni kell.

Célszerű nyomatékkel arányos szorító szerkezeteket használni.

SZORÍTÓ SZERKEZETEK

Szorító szerkezetek

Irányított hidraulikus szorító szerkezetek (korszerű gépjárművekben).

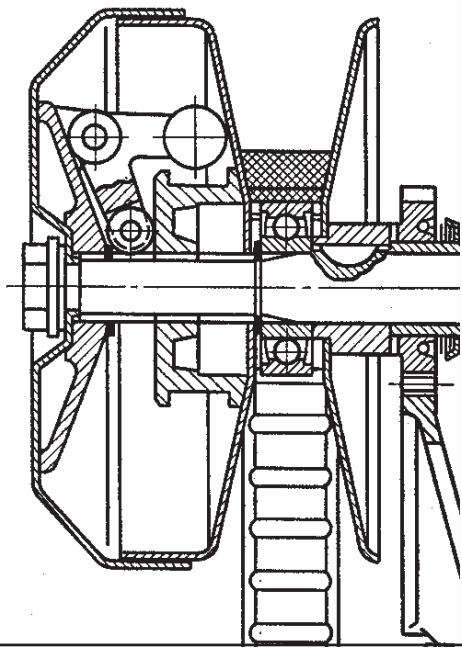
Mechanikus szorító szerkezetek: pl. nyomatékkel arányos, vagy a centrifugális erővel arányos szorító erőt hoznak létre.

Vannak önfeszítő variátorok (golyós variátor, acélgyűrűs kúpos-tárcsás variátor), ahol külső szorító elemre nincs szükség.

Röpsúlyos szorító szerkezetek tárcsák állításához

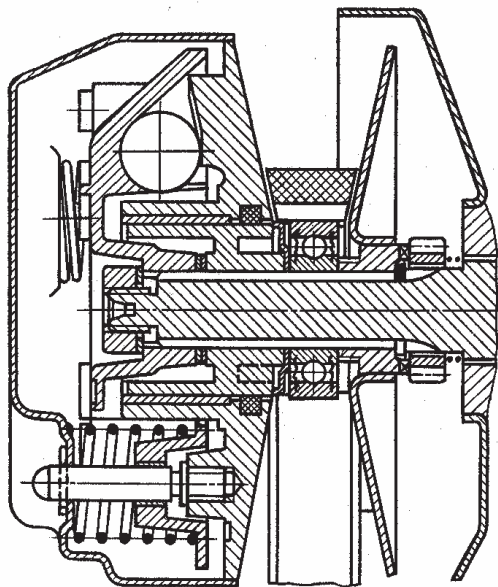
SZORÍTÓ SZERKEZETEK

Röpsúlyos szorító

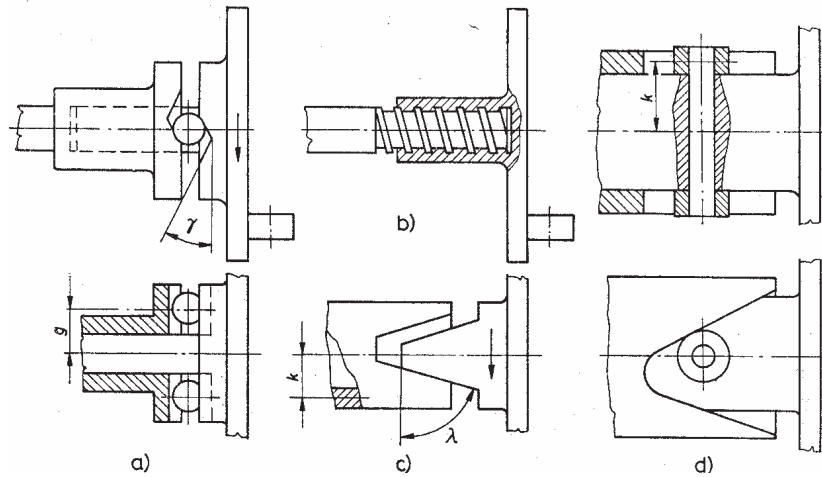


SZORÍTÓ SZERKEZETEK

Röpsúlyos szorító



MECHANIKUS SZORÍTÓ SZERKEZETEK



a) golyós, b) menetes, c) büttykös, d) görgős szorító szerkezet

SZORÍTÓ SZERKEZETEK

Golyós vagy görgős szorító szerkezetek.

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{F_t}{F_{ax}}$$

Az F_{ax} szorító erő:

$$F_{ax} = \frac{M_t}{r_g \operatorname{tg} \gamma}$$

A γ hajlásszög a geometriai viszonyoktól és a súrlódási tényezőtől függ:

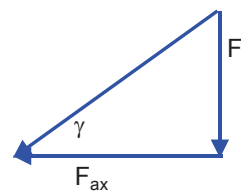
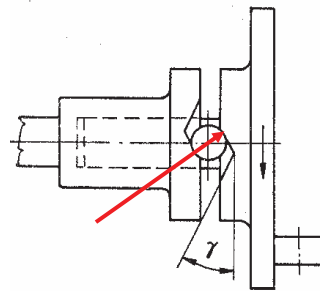
$$X_s M_t = F_{ax} \mu r_{min} = \frac{M_t}{r_g \operatorname{tg} \gamma} \mu r_{min} \rightarrow \operatorname{tg} \gamma = \frac{r_{min}}{r_g} \frac{\mu}{X_s}$$

X_s – a nyomaték átvitel biztonsági tényezője

r_{min} – a legkisebb legördülési sugár

r_g – a golyók távolsága a forgástengelytől

μ – trakciós (súrlódási) tényező



SZORÍTÓ SZERKEZETEK

Menetes és bütykös szorító szerkezetnél a súrlódás jelentősen befolyásolja a szorító szerkezet működését, mert a γ helyett a $(\gamma + \rho)$ szög fejezi ki a kapcsolatot a kerületi és az axiális (szorító) erő között.

$$F_{ax} = \frac{M_t}{r_g \operatorname{tg}(\gamma + \rho)}$$

A szorító szerkezet vagy a behajtó, vagy a kihajtó tengelyen van, vagy mind a kettőn, attól függően, milyenek az üzemeltetési körülmények, és a követelmények.

VARIÁTOROK TEHERBÍRÁSA

Gördülőelemes variátorok teherbírása

A nyomatékot a **súrlódási erő** (a szorító erő és a súrlódási tényező), **annak karja** és a **súrlódó kapcsolatok száma** határozza meg.

A **szorító erőt** a szerkezeti elemek teherbírása korlátozza, a **súrlódási tényező** a kenésállapottól és az anyagpártól függ.

Nem kent variátorok

Az **acél** vagy **öntöttvas** (ritkán alumínium ötvözet) elem/súrlódó anyag párt kell használni. A súrlódó anyag: **gumi**, **műanyag**, **műszén**, **kerámia**, **öntöttvas**, **acél** (berágódási veszély), **fém kompozit** vagy **műanyag kompozit**.

NEM KENT VARIÁTOROK

Nem kent variátorban kialakuló legnagyobb súrlódási (trakciós) tényező, és megengedhető érintkezési feszültség

Súrlódó anyag (acéllal párosítva)	Súrlódási tényező	Rugalmassági modulus, N/mm ²	Megengedhető érintkezési feszültség N/mm ²
Öntöttvas	0,1-0,15	175 000	200-300
Acél	0,25-0,35	210 000	700-800
Textilbakelit	0,35-0,4	3500-4500	50-65
Poliamid	0,3-0,45	1400-2000	30-50
Poliacetál	0,3-0,35	2800-3200	30-50
Műszén	0,3-0,35	11000-20000	150-250
Gumi	0,5-1,2	3-8	10-15

NEM KENT VARIÁTOROK

Nem kent gördülőelemes variátorok jellemzői:

- száraz felület
- nagy súrlódási tényező
- kis szilárdság (kivéve a fémekeket)
- kis rugalmassági modulus (kivéve a fémekeket)
- kis szorító erő
- nagy érintkező felület (nagy relatív csúszás, jelentős súrlódási veszteség és kopás.) (kivéve a fémekeket)

Az érintkezési feszültséget a hőmérséklet és a kopás korlátozza: kicsi az élettartam.

Alkalmazás: Kisebb követelmények, kis terhelés, kevésbé pontos fordulatszám igény esetén.

KENT VARIÁTOROK

Kent variátorok

Jellemzői:

- edzett és köszörült acél gördülő elemek
- olajkenés, elasztohidrodinamikai kenésállapot
- különleges molekula szerkezetű kenőolaj (trakciós folyadék)
- kis súrlódás
- kis kopás
- hosszú élettartam.

A megengedett érintkezési feszültség 1100-1500 N/mm².

KENT VARIÁTOROK

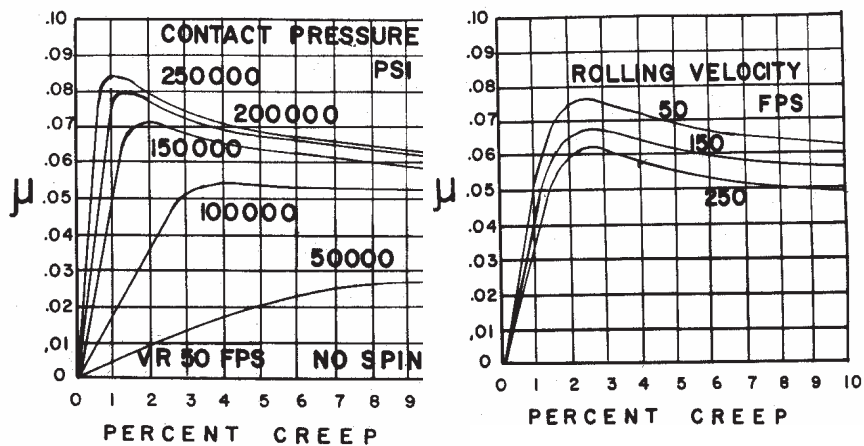
A terhelést az olajfilm nyírásából eredő súrlódás viszi át.

A súrlódási tényező függ:

- a csúszási sebességtől (szliptől)
- a terheléstől
- a gördülési sebességtől
- a kenőolaj viszkozitásától és molekula szerkezetétől
- a spin hatástól
- és (kisebb mértékben) a felületek érdességétől és hőmérsékletétől.

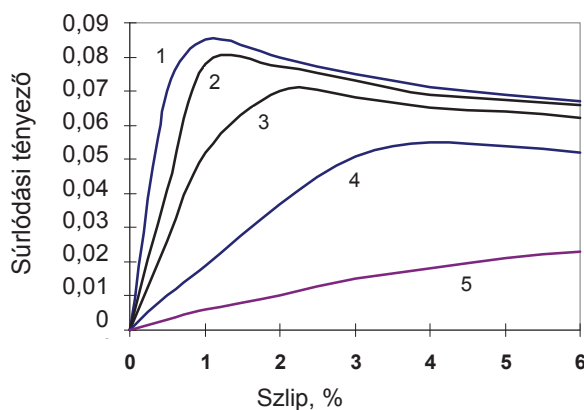
A terhelés emelése növeli, a gördülési sebesség, a viszkozitás vagy a spin növelése csökkenti a súrlódási tényezőt.

KENT VARIÁTOROK



A traktációs folyadékkal kent gördülőelemes variátorban kialakuló súrlódási tényező változása a szlip függvényében különböző terhelés és gördülési sebesség szinteken. ($\sigma_H = 1750, 1400, 1050, 700,$ és 350 N/mm^2 ; $v=17, 50$ és 83 m/s)

KENT VARIÁTOROK



A traktációs folyadékkal kent gördülőelemes variátorban kialakuló súrlódási tényező változása a szlip függvényében különböző terhelés szinteken. $v = 15 \text{ m/s}$

- 1) $\sigma_H = 1750 \text{ N/mm}^2$, 2) $\sigma_H = 1400 \text{ N/mm}^2$, 3) $\sigma_H = 1050 \text{ N/mm}^2$, 4) $\sigma_H = 700 \text{ N/mm}^2$,
5) $\sigma_H = 350 \text{ N/mm}^2$,

KENT VARIÁTOROK

A súrlódási tényezőt döntő mértékben meghatározza a kenőolaj molekulaszervezete.

Kedvező a nagy súrlódási tényező.

Ez gyűrűs szerkezetű kenőanyag (trakciós folyadék) molekulákkal érhető el.

Kenőanyag	Legnagyobb súrlódási tényező
Poliészterolaj	0,035
Diészterolaj	0,040
Szilikátészterolaj	0,045
Poliglikol	0,045
Paraffinos ásványolaj	0,050
Foszfátészterolaj	0,060
Nafténes ásványolaj	0,065
Szilikonolaj	0,075
Trakciós folyadék (Santotrac)	0,095

ÉRINTKEZÉSI FESZÜLTSG

Az érintkezési feszültség számítása.

$$\sigma_H = \frac{1,5F_N}{ab\pi}, \text{ ahol } a = \alpha\sqrt[3]{\frac{3FR_e}{2E_e}}, \quad b = \beta\sqrt[3]{\frac{3FR_e}{2E_e}}$$

$$\frac{1}{E_e} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_{21}^2}{E_2}, \quad \frac{1}{R_e} = \frac{1}{R_{11}} + \frac{1}{R_{12}} + \frac{1}{R_{21}} + \frac{1}{R_{22}}$$

$$\sigma_H = 192\sqrt{\frac{F_N}{R_e}}$$

Párhuzamos acél hengerek

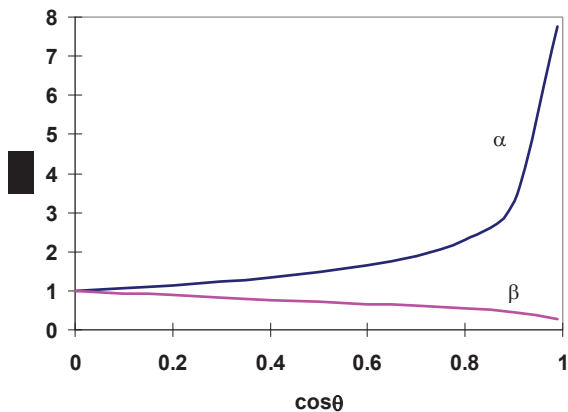
Acél gömb/sík

$$\sigma_H = 1370\sqrt[3]{\frac{F_N}{R_e^2}}$$

ÉRINTKEZÉSI FESZÜLTSG

Általános esetben az érintkezési ellipszis a nagy és b kis féltengelyét ki kell számítani.

Ehhez szükséges α és β .



Az α és β érintkezési felület paraméter változása a $\cos \Theta$ függvényében

$$\cos \theta = R_e \sqrt{\left(\frac{1}{R_{11}} - \frac{1}{R_{12}}\right)^2 + \left(\frac{1}{R_{21}} - \frac{1}{R_{22}}\right)^2 + 2\left(\frac{1}{R_{11}} - \frac{1}{R_{12}}\right)\left(\frac{1}{R_{21}} - \frac{1}{R_{22}}\right) \cos 2\phi}$$

TÉNYLEGES ÁTTÉTEL

A gördülőelemes variátorok tényleges áttétele a terhelés változás hatására változik, mert az érintkezési felületen a súrlódási erők átrendeződnek, a tiszta gördülés helye eltolódik.

A nagy kúpra felírt nyomatéki egyensúly:

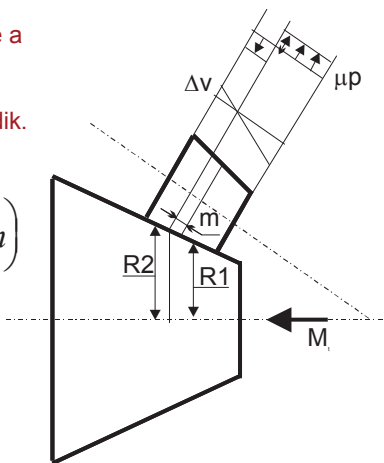
$$M_t = \mu p R_1 \left(\frac{b}{2} + m\right) - \mu p R_2 \left(\frac{b}{2} - m\right)$$

b - a görgő szélessége,

m - a tiszta gördülés helyének távolsága a görgő közepétől

R_1, R_2 - az érintkező vonal szakaszok közepéhez tartozó sugarak a nagy kúpon

R - a nagy kúp sugara a görgő közepénél



A fenti összefüggésből kifejezhető az m :

$$m = \frac{R}{\sin \delta_2} \left[\sqrt{1 + \frac{b^2 \sin^2 \delta_2}{4R^2} + \frac{M_t \sin \delta_2}{\mu p R^2}} - 1 \right]$$

TÉNYLEGES ÁTTÉTEL

A tiszta gördülés helyén a sugarak, és az áttétel:

$$R' = R + m \sin \delta_2, \quad r' = r + m \sin \delta_1, \quad i = \frac{R'}{r'}$$

ahol δ_1 a kiskúp, δ_2 a nagy kúp félszöge.

Ez nem veszi figyelembe a rugalmas csúszás, vagy a kenőfilm nyírás miatti 0,5 %...1,5 % relatív sebesség veszteséget, ami tovább növeli az áttételt.

Amennyiben a terhelő nyomaték előjele megváltozik, a tiszta gördülés helye a kis átmérők felé fog eltolódni.

Nagy az áttétel változás, ha hosszú a b és nagy a δ_2 (pl. a síktárcsás görgős variátor).

Rugalmassági modulus növelése, pontszerű érintkezés **kedvező**.
Acélelemes variátorok előnyösebbek.

VARIÁTOROK VESZTESÉGEI, HATÁSFOKA

A gördülőelemes variátorok veszteségei:

- csapágyazási veszteség
- légkeverési veszteség
- kenőanyag keverési veszteség
- súrlódási veszteség a terhelést átadó érintkezési felületeken.

A súrlódási veszteség okai:

- hiszterézis
- csúszás a legördülő sugarak különbsége miatt,
- csúszás a kerület menti alakváltozás miatt,
- spin,
- szlip
- geometriai csúszás.

VARIÁTOROK VESZTESÉGEI, HATÁSFOKA

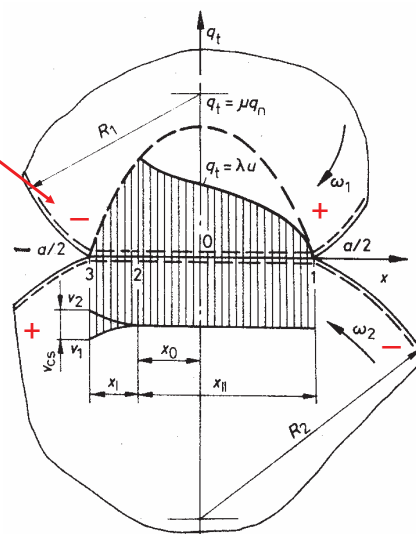
Hiszterézis veszteség a legördülő testek belsejében alakul ki. Főleg a gumi és a műanyag elemek esetében jelentős, nem csak a súrlódási veszteséget növeli, de jelentős melegedést is okoz, csökkenti a szilárdságot, növeli a kopást.

A legördülő sugarak különbségéből az érintkező felületen belül csúszás lép fel. Az eltérő görbületi sugarú elemek érintkezési felülete azonos, ezért a hosszabb ívek (kisebb görbületi sugarú elemek) összenyomódnak, a rövidebbek (nagyobb sugarúak) megnyúlnak, emiatt alakul ki a csúszás. Elsősorban a vastag, lágy anyagból (pl. gumiból, elasztomerből, műanyagból) készült gördülő elemeknél jelentős.

VARIÁTOROK VESZTESÉGEI, HATÁSFOKA

A kerület menti alakváltozásból csúszás, sebesség veszteség alakul ki. A hajtó elem felszíni rétege az érintkezés előtt összenyomódik, az érintkezés után megnyúlik. A hajtott elem felületi rétegének alakváltozása ezzel ellentétes. Ez az érintkezési felületen belül csúszást idéz elő. Kis rugalmassági modulus esetén lehet jelentős

Spin esetén az elmozdulásra merőleges súrlódás okoz veszteséget.



VARIÁTOROK VESZTESÉGEI, HATÁSFOKA

A kenőfilm nyírásból (szlip) származó veszteség nem jelentős: 0,5-1 %.

Kis terhelésen, nagy gördülési sebességen, nagy viszkozitás esetén: vastagabb a kenőfilm, nagyobb a relatív csúszás, nagyobb a veszteség.

Jelentős lehet a kenőanyag keverési veszteség, amennyiben a forgó elemek olajba merülnek.

(Gondosan mérlegelni kell a viszkozitás nagyságát).

Rendszerint a geometriai csúszásból származó veszteség a legjelentősebb, ha nagy az érintkezési felület.

A geometriai csúszásból származó veszteség egyszerűen számítható, ha az érintkezési vonal mentén a μ súrlódási tényező és p a vonalnyomás állandó.

VARIÁTOROK VESZTESÉGEI, HATÁSFOKA

Az elemi súrlódási veszteség:

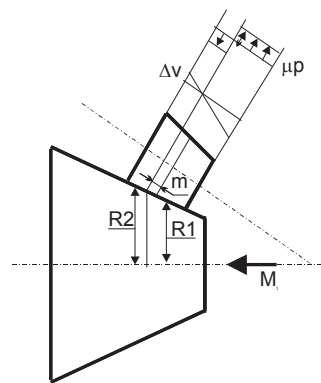
$$dP_s = \mu p \Delta v dx = \mu p (r \omega_1 - R \omega_2) dx = \mu p (\omega_2 \sin \delta_2 - \omega_1 \sin \delta_1) x dx$$

Kúpos variátor esetén, miután a csúszási sebesség:

$$\Delta v = (R' + x \sin \delta_2) \omega_2 - (r' + x \sin \delta_1) \omega_1$$

Integrálva az érintkezési vonal mentén, szakaszonként (0...-b/2+m, illetve 0...b/2+m), majd egyszerűsítve írható:

$$P_s = p \mu (\omega_2 \sin \delta_2 - \omega_1 \sin \delta_1) \left(\frac{b^2}{4} + m^2 \right)$$



Ez a teljesítmény veszteség lényegesen nagyobb lehet, mint az előzők.

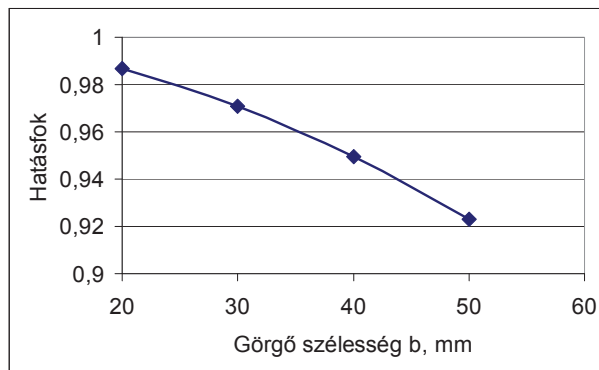
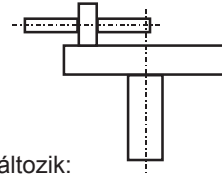
VARIÁTOROK VESZTESÉGEI, HATÁSFOKA

Pl. síktárcsás variátor adatai:

$R = 120$, $r = 30$, $F_N = 2000$ N, $\mu = 0,3$, $M = 60$ Nm, $n_1 = 24$ 1/s,

$P = 9$ kW, $m_{b=30} = 12,76$ mm, $p = 67$ N/mm.

A hatásfok a görgő szélességtől függően az alábbiak szerint változik:



Terheletlen állapotban a veszteség

$P_o = 179$ W.

Terhelt állapotban:

$P_{b=30} = 264$ W

SÍKTÁRCSÁS VARIÁTOR

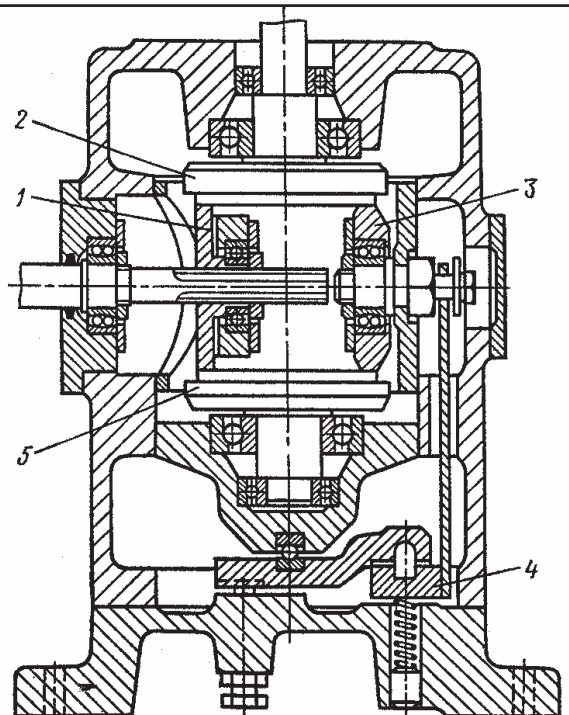
Síktárcsás variátor

Állítás az 1 hajtó tárcsa eltolásával.

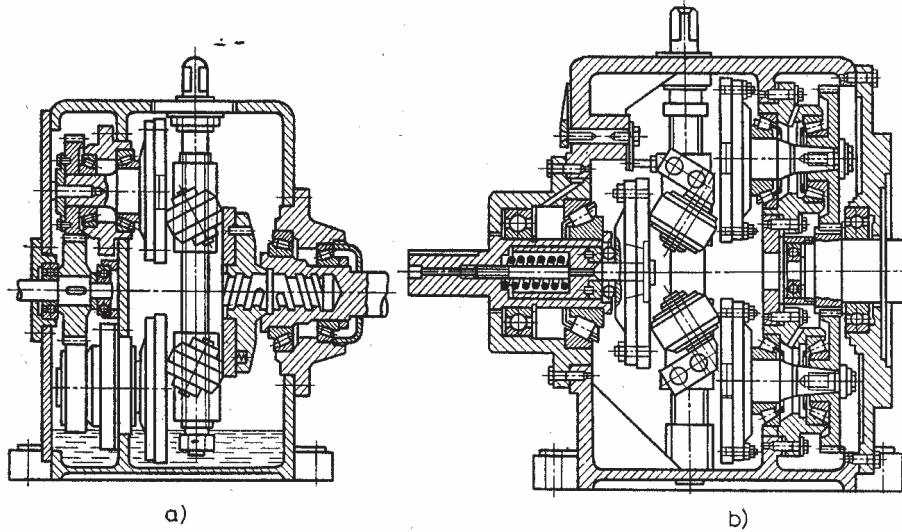
A 3 közvetítő tárcsa a helyén marad.

A 4 rugóval beállítható az állandó szorító erő.

A behajtó tengelyt a szorító erő nem terheli.

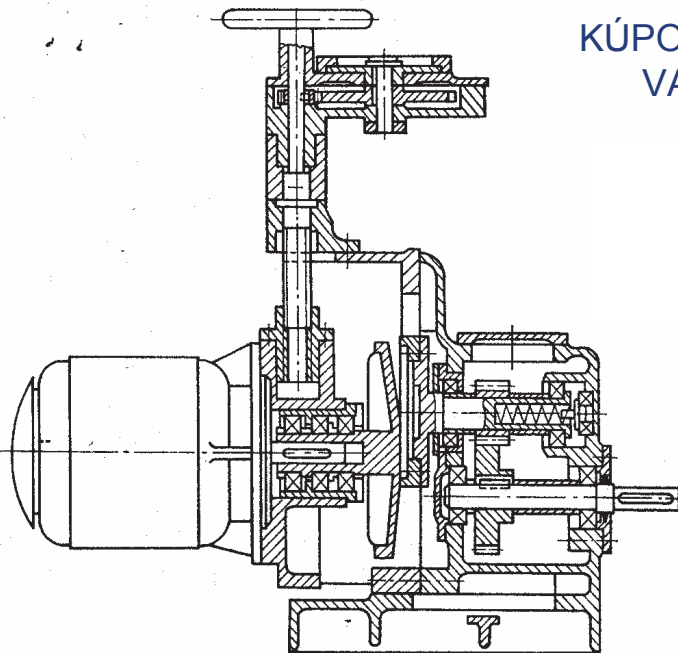


KÚPOS TÁRCSÁS VARIÁTOR



Síktárcsás variátor kúpos görgőkkel
a) menetes; b) golyós szorítószervezettel

KÚPOS TÁRCSÁS VARIÁTOR



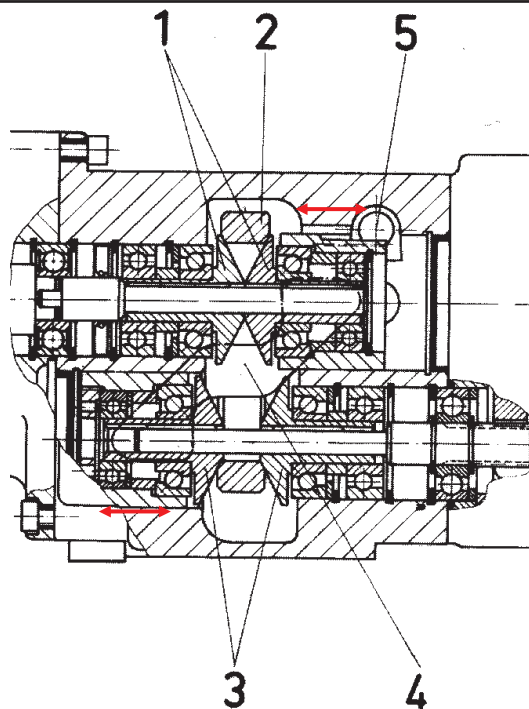
Villamos motorral szerelt kúpos tárcsás variátor, kimenő tengelyén fogaskerék hajtással. Az állítás során menetes orsóval tolják el a villamos motort a kúpos tárcsával a kúp alkotóval párhuzamosan.

KÚPOS TÁRCSÁS VARIÁTOR

Merev közvetítőgyűrűs variátor.

Önvesztő hajtás, a merev gyűrű a terhelő nyomaték hatására rászorul a kúpos tárcsákra.

A jobboldali 1 és baloldali 3 kúpos tárcsa feleket egyszerre állítják egymással ellentétes irányban az 5 fogaskerék-fogasléc segítségével.



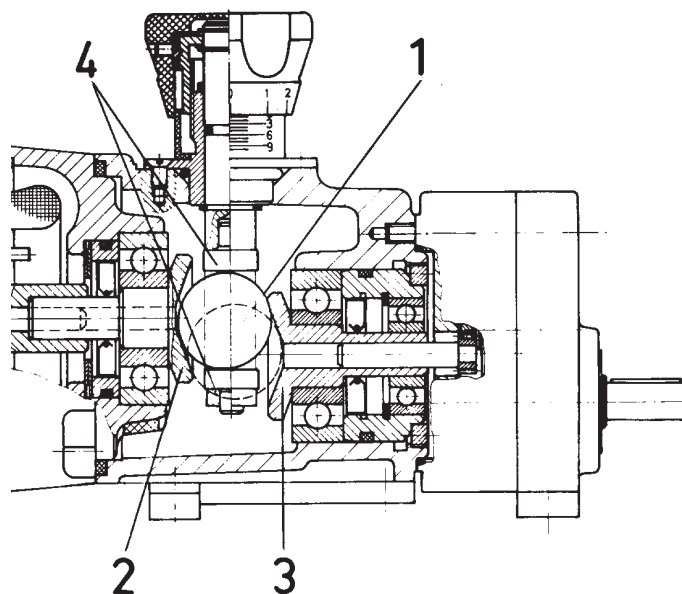
GOLYÓS VARIÁTOR

Kisteljesítményű golyós variátor

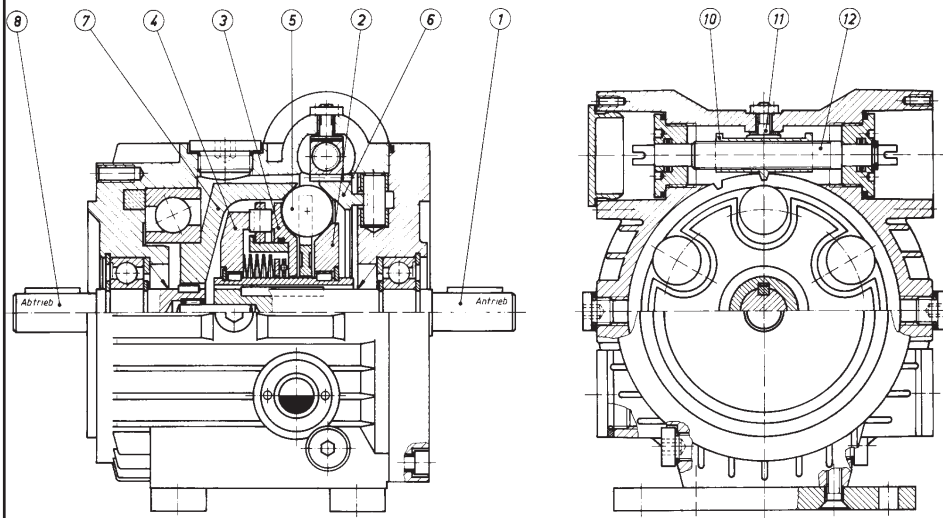
Minidrive

Állítás: menetes orsóval a golyót függőleges irányban eltolják

Önvesztő hajtás: a golyó a terhelő nyomaték hatására beszorul a kúpos tárcsák közé

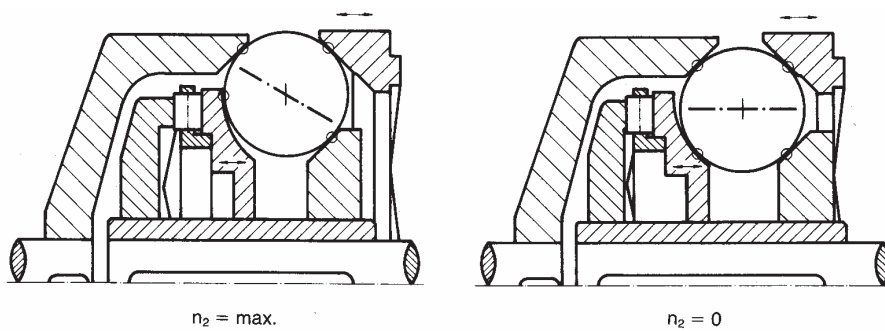


GOLYÓS VARIÁTOR



Az **1** behajtó tengelyen görgős szorító szerkezet (**4**). Állítás a **6** gyűrű eltolásával. Kihajtása **7** gyűrűn keresztül.

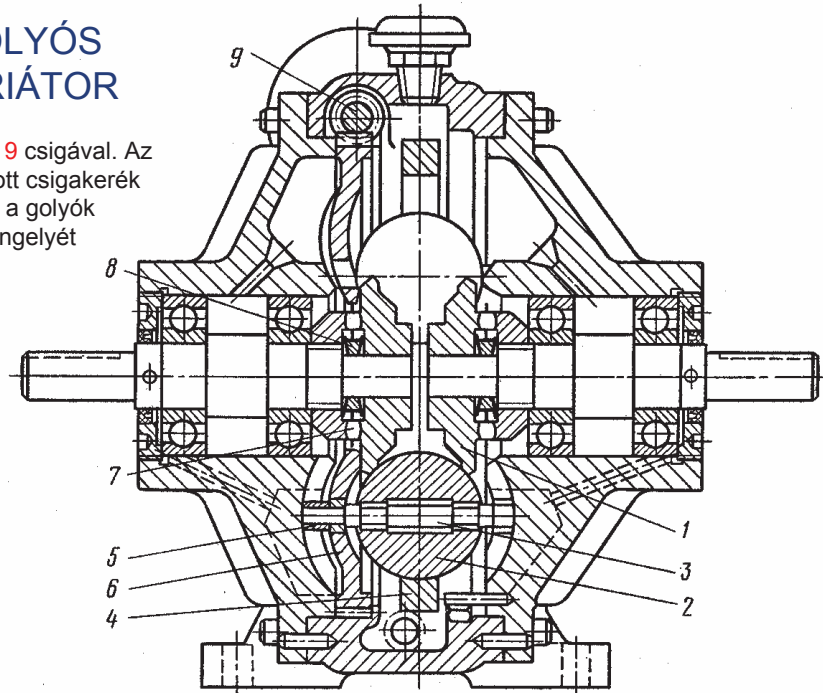
GOLYÓS VARIÁTOR



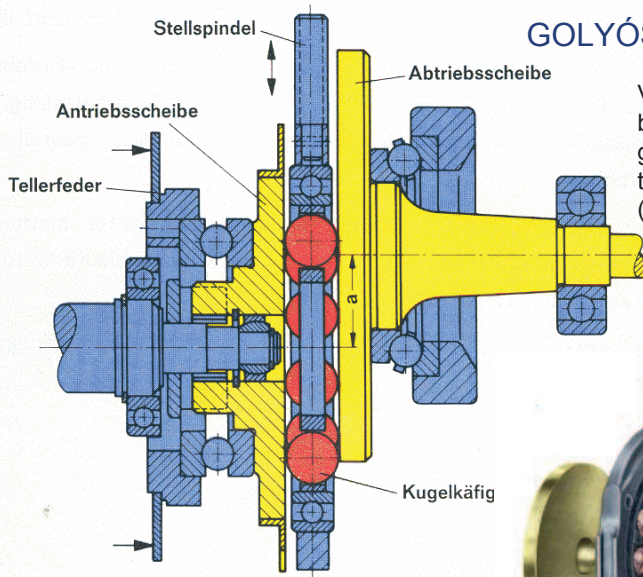
A kimenő tengely megállítható

GOLYÓS VARIÁTOR

Állítás a 9 csigával. Az elforgatott csigakerék elbillenti a golyók forgástengelyét



GOLYÓS VARIÁTOR



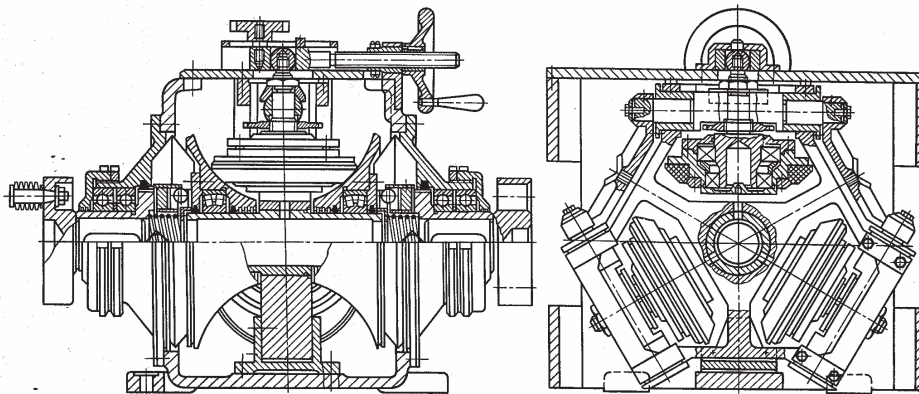
Végtelen nagy áttétel is beállítható, amikor a golyósosár és a kihajtó tengely egy tengelyű ($b=0$).

A gyorsító áttételt a szilárdság korlátozza.

$$i = \frac{a}{b} - 1$$

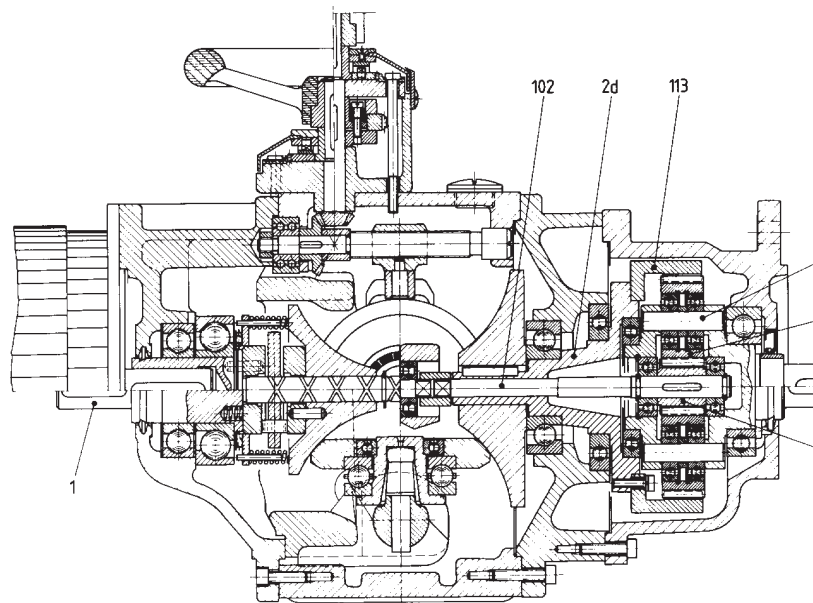


SZIMMETRIKUS ÁLLÍTÁSÚ TOROID VARIÁTOR

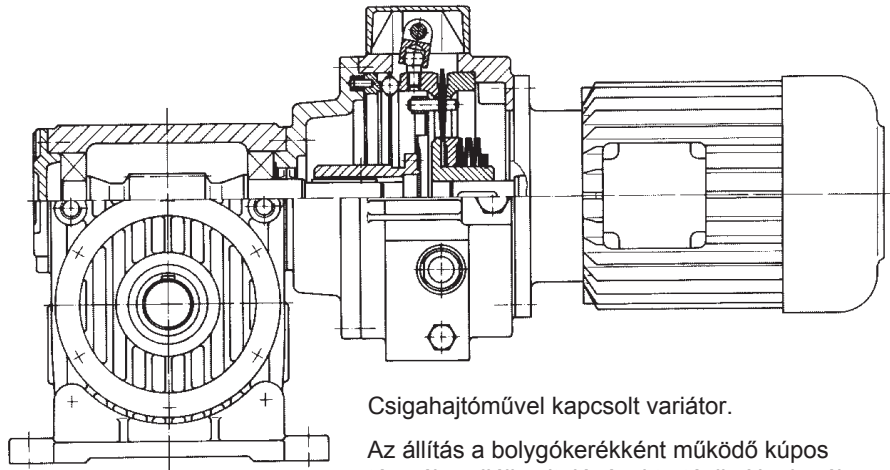


Állítás a közvetítő tárcsák elbillentésével. Mindkét tengelyen szorító szerkezet

ASZIMMETRIKUS ÁLLÍTÁSÚ TOROID VARIÁTOR



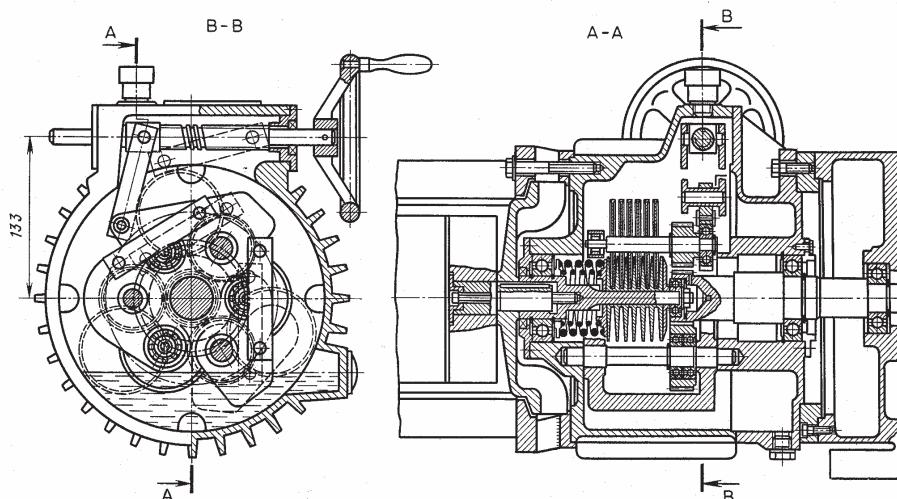
BOLYGÓMŰVES KÚPOS TÁRCSÁS VARIÁTOR



Csigahajtóművel kapcsolt variátor.

Az állítás a bolygókerékként működő kúpos tárcsák radiális eltolásával történik. Napkerék behajtás, kar kihajtás.

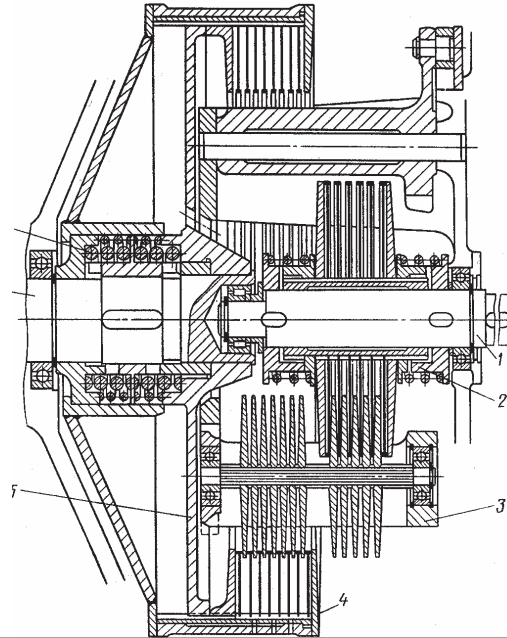
SOKTÁRCSÁS VARIÁTOR



SOKTÁRCSÁS VARIÁTOR

Soktárcsás variátor belő érintkezésű tárcsákkal.
Kedvezőbb érintkezés,
nagyobb hatások

Szorító erőt rugó hozza létre



KENÉS

Dr. Kozma Mihály

KENÉSI FOLYAMATOK

KENÉS: idegen anyagok szándékos bevitelle a súrlódó felületek közé a tribológiai folyamatok befolyásolása érdekében

Feladat:

1. A szilárdtest érintkezés megakadályozása, mértékének csökkentése.
2. A súrlódás csökkentése (növelése?).
3. A kopás csökkentése (növelése?).
4. A szilárd testek felületének hűtése.
5. A súrlódó felületek tisztítása, szennyeződésének megakadályozása, a szennyezés eltávolítása.
6. A felületek korrózió elleni védelme.

KENŐANYAGOK

Kenőanyagok: Halmazállapot szerint

1. Folyékony kenőanyagok: főleg kenőolajok (de lehet emulzió, víz, tej vagy más folyadék, sőt gáz is)
2. Plasztikus kenőanyagok: elsősorban kenőzsírok és paszták.
3. Szilárd kenőanyagok.

Alkalmazás, illetve fő feladat szerint:

1. Kenőanyag → gépek kenése
2. Átmeneti korrózió védő anyagok → időszakosan üzemelő berendezésekhez
3. Hűtő/kenő folyadékok → alakítás, megmunkálás
4. Formaleválasztó anyagok →kokillaöntés, odorban kovácsolás, fröccsöntés

KENŐANYAGOK

Szakterület szerint:

Kenőolajok:

1. Motorolajok
2. Hajtómű olajok
3. Kompresszor olajok
4. Hidraulikaolajok
5. Gépolajok
6. Turbina olajok
7. Szerszámgép olajok
8. Szánkenőolaj
9. Láncfűrész kenőolajok
10. Hengerolajok
11. Hűtőgépolajok
12. Hőközlő olajok

13. Hűtő/kenő folyadékok

14. Vágóolajok

15. Szikraforgácsoló olajok

16. Edzőolajok

17. Szigetelő olajok

18. Szövészékolajok

19. Pneumatika olajok

20. Korrózió gátló és kenőanyagok

Kenőzsírok:

1. Fogaskerék kenőanyagok
2. Drótkötél kenőanyagok
3. Gördülőcsapágy zsírok
4. Lánc kenőzsír
5. Fűrész zsír

KENŐANYAGOK

A kenőolajokkal szemben támasztott követelmények:

1. Stabil állapot (stabil molekula szerkezet, tulajdonságait ne változtassa)
2. A követelményeknek megfelelő viszkozitás.
3. Jó kenőhatás, súrlódás és kopás csökkentés (az üzemeltetési követelményeknek megfelelően).
4. Berágódás gátlás.
5. Hosszú élettartam (oxidáció állóság, öregedés állóság).
6. Nagy VI.
7. Kis habképződési hajlam.
8. Alacsony dermedéspont.
9. Vízről könnyen elválasztható legyen (kis emulzió képzési hajlam).
10. Magas lobbánspont (ne legyen tűzveszélyes).
11. Alacsony ár, gazdaságos felhasználhatóság.

KENŐANYAGOK

Kenőanyagok:

Nem képesek minden követelményt kielégíteni: az adott feladat ellátásához „formulázzák” az olajt.

Kenőolaj: alapolaj+adalék

Alapolajok:

1. Ásványolaj származékok
2. Szintetikus olajok
3. Növényi vagy állati eredetű olajok

Adalékok:

1. Oxidáció-gátlók.
2. Súrlódáscsökkentők.
3. Kopáscsökkentők (enyhe, „mild” EP).
4. Berágódás gátlók (EP).
5. VI javítók.
6. Habzásgátlók.
7. Korrozio gátlók.
8. Detergens/diszpergensek
9. Demulgeátorok
10. Emulgeátorok

KENŐANYAGOK VISZKOZITÁSA

Viszkozitás mértékegységei:

Dinamikai viszkozitás η , Pas, mPas = (cP): Az áramló folyadékrétegek közötti nyírófeszültség arányos a dinamikai viszkozitással (newtoni folyadék). A nem newtoni folyadék viszkozitása a nyírási fokkal általában csökken (mint a kenőzsír)

Kinematikai viszkozitás ν , m^2/s , $mm^2/s = (cSt)$: a dinamikai viszkozitás és a sűrűség aránya: $\nu = \eta / \rho$.

A kinematikai viszkozitás sokkal könnyebben és pontosabban mérhető, ezért ezzel jelzik a kenőolaj viszkozitását, viszkozitás csoportját.

A mérnöki számításokban a dinamikai viszkozitást használják.

A kenendő szerkezetek sokfélesége miatt a kenőolajokat széles viszkozitás tartományban állítják elő.

Az **ISO 3448**: a 40°C hőmérsékleten mért átlagos kinematikai viszkozitás alapján sorolja osztályokba a kenőolajokat az ISO VG 2-től ISO VG 1600.

Más viszkozitás csoportok is vannak.

A kenőolaj jelölése is tartalmazhatja a viszkozitás megjelölését.

Az ISO viszkozitás csoportok:

Top Blend ISO VG 320, Hajtóműolaj extrém nyomásra

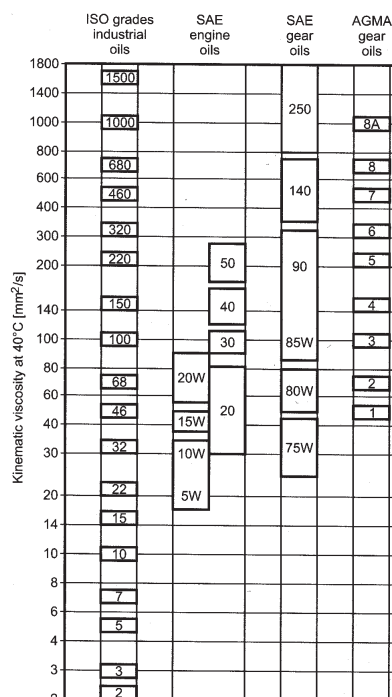
LUBRA K RT ISO 46 SYN
Kenőanyag csavarkompresszorokhoz

SAE (Society of Automotive Engineers) motorolaj viszkozitási osztályok, SAE hajtóműolaj viszkozitási osztályok:

TOP BLEND 85W 90 Többfokozatú EP hajtóműolaj

AGMA (American Gear Manufacturers Association) hajtóműolaj viszkozitási osztályok.

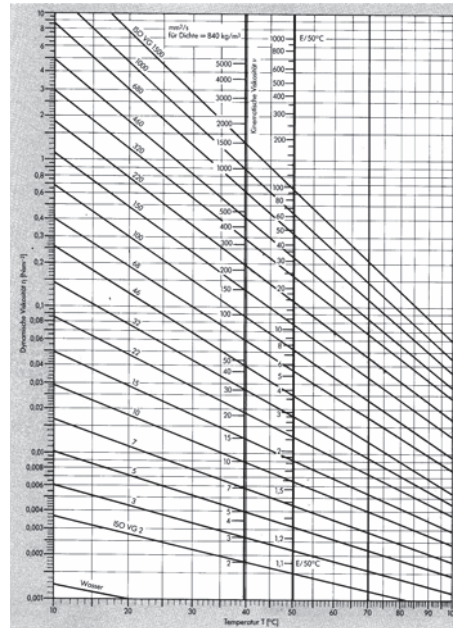
Csak USA-ban



A folyadékok viszkozitása a **hőmérséklet emelésével csökken,**

a nyomás növelésével emelkedik.

A hőmérséklet hatására kialakuló nagymértékű viszkozitás változás nagyon kedvezőtlen a gépszerkezetek kenése szempontjából.

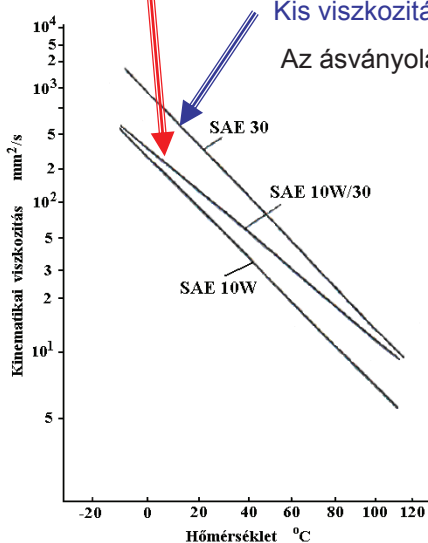


VI viszkozitási index, jellemzi a viszkozitás-hőmérséklet kapcsolatot. Meghatározása a 40°C és 100°C hőmérsékleteken mért viszkozitás alapján.

Nagy viszkozitási index kismértékű változás.

Kis viszkozitási index nagy mértékű változás.

Az ásványolaj VI = 75-100. Szintetikus olaj VI > 100.



Olaj	Kinematikai viszkozitás, mm ² /s		VI
	40°C	100°C	
Nafténes orsóolaj	30	4,2	40
Paraffinos orsóolaj	30	5,3	102
Poliglikol	120	20,9	200
Szilikonolaj	120	50	424
Többfokozatú motorolaj	70	11,1	165
Észterolaj	30	5,81	140

KENŐANYAGOK

Ásványolajok : A leggyakrabban használt alapolajok.

Előnyeik:

1. Olcsók
2. Nagy mennyiségben rendelkezésre állnak
3. Kenőképességük jó
4. Széles viszkozitás tartományban előállíthatók
5. Egymással keverhetők

Hátrányaik:

1. Könnyen oxidálódnak, élettartamuk a hőmérséklet emelkedésével erősen csökken.
2. Magas hőmérsékleten gyorsan oxidálódnak, gyantát képeznek
3. Kicsi a viszkozitási indexük
4. Gyúlékonyak
5. Dermedéspontjuk viszonylag magas
6. Kóros képzésre hajlamosak
7. Habzásra hajlamosak
8. Párolognak, besűrűsödnek (pl. vákuumban)

KENŐANYAGOK

A szintetikus olajok

Főbb típusok:

1. **Szintetikus szénhidrogének:** poli-alfa-olefinek (PAO), alkilált aromások, monoalkil benzolok, dialkil-benzolok, cikloalifások (trackciós folyadék)
2. Poli-alkilén-glikolok (PAG)
3. Karboxilsav észterek
4. Foszfát észterek
5. Szilikon olajok, poli-szilikon olajok, szilikát észterek
6. Poli-fenil-éterek
7. Poli-metakrilátok
8. Perfluoro-alkil-poliéter (világűrben is)

Előnyeik:

1. Stabíl molekulaszervezet (ellenáll mechanikai igénybevételeknek, vegyi hatásoknak)
2. Nagy viszkozitási index
3. Kis párolgás
4. Tulajdonságaik a molekulaszervezettel változtathatók: kis súrlódás (pl. csigahajtás - PAG) vagy nagy súrlódás (pl. variátor – ciklo-alifás szénhidrogén)
5. Erős tapadás, korróziógátlás (PAO)
6. Van nem tűzveszélyes változat (foszfát észterek)

KENŐANYAGOK

Hátrányok:

1. Drágák
2. Adalékok másképp oldódnak
3. Ásványolajjal nem keverhetők
4. Oldják az egyes tömítéseket (PTFE-t nem), festékeket

Ár az ásványolajhoz viszonyítva:

Foszfát észter 7-15 x

PAG 7-20 x

PAO 7-25 x

Szilikon olaj 40-200 x

perfluoroalkilpoliéter 800 x

A szintetikus olajok akkor gazdaságosak, ha:

1. hosszú élettartam szükséges (élettartam kenés)
2. túl magas vagy túl alacsony a hőmérséklet ($T > 150\text{ °C}$, illetve $T < -50\text{ °C}$)
3. vákuumban kell kenni
4. nagy súrlódásra van szükség (pl. variátorok kenése)
5. nagyon jó határkenési tulajdonság szükséges (pl. csigahajtóművek kenése)
6. korróziós veszély
7. nagy a hőmérséklet változás
8. tűzveszély

KENŐZSÍROK

Kenőzsír: sűrítő anyag (5-30 súly %, rendszerint szappanváz) + kenőolaj.

Képlékeny, plastikus kenőanyag, melynek keménysége (penetrációja) a szappanváz mennyiségétől és tulajdonságaitól függ.

Szappanbázis: Ca, Na, Li, Al, Ba szappan. Vannak komplex szappanok: (Ca, Na, Ba, Al komplex szappan)

Más sűrítők: poliuretán, bentonit, PTFE, szerves sűrítő (gélzsír)

Olajok: Ásványolajok, ritkábban szintetikus olajok.

NLGI Penetráció csoportok a lágytól (folyékony) a kemény (zsirtégla) felé haladva:

000, 00, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6.

Központi zsírozó berendezésekhez: 000, 00, 0 penetráció csoport

Törés előtti és törés utáni penetráció

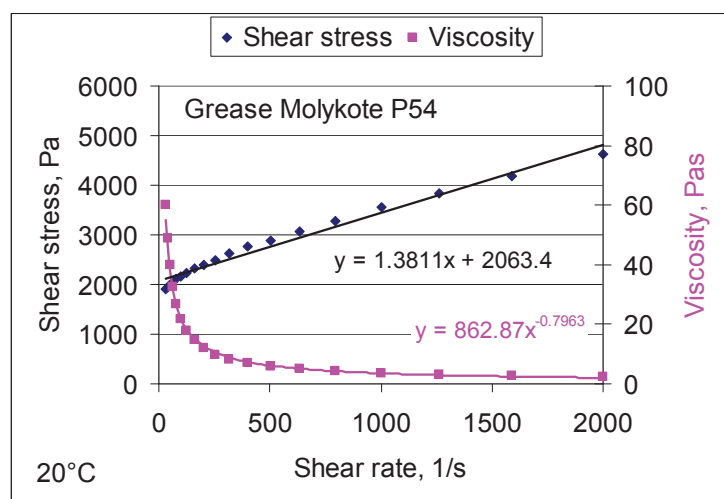
A tulajdonságok javítására hasonló adalékok, mint a kenőolajoknál.

Gyakori a szilárd kenőanyag (grafit, MoS₂, PTFE, fehéranyagok) adalék

NLGI penetrációs osztályok

NLGI osztály	Penetráció, 0,1 mm
000	445-475
00	400-430
0	355-385
1	310-340
2	265-295
3	220-250
4	175-205
5	130-160
6	85-115

Kenőzsír reológiai tulajdonságai



SZILÁRD KENŐANYAGOK

Szilárd kenőanyagok

Heterogén mechanikai tulajdonságú, esetleg lemezes kristályszerkezetű anyagok:

Talkum - alacsony hőmérsékleten hatékony. Alárendeltebb célra használják.

Grafit – gyakran használt, kiváló kenőanyag. Csak víz(gőz) jelenléte esetén hatékony, vákuumban nem használható.

MoS₂ – kiváló kenőanyag, vákuumban, magas hőmérsékleten is hatékony

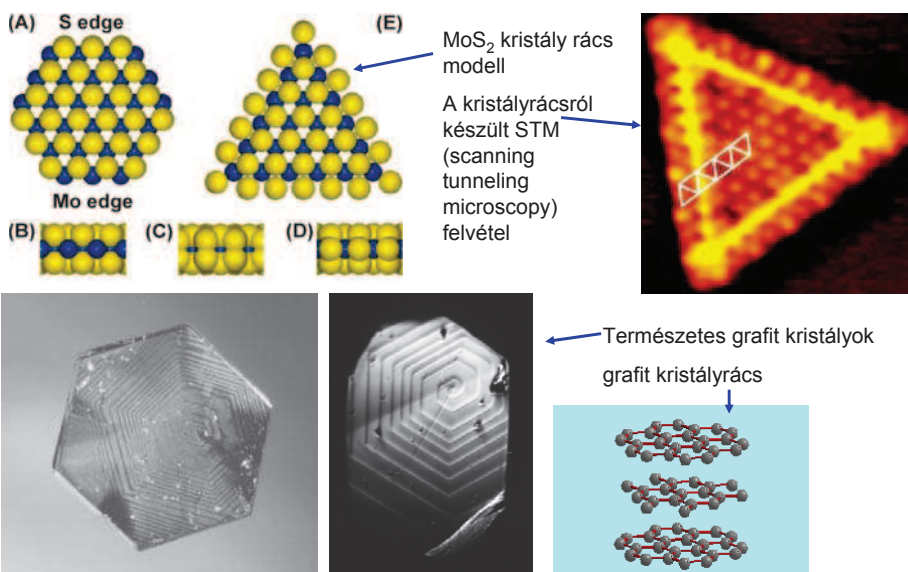
WS₂, TaS₂, WSe, - hasonló a MoS₂-hoz, de sokkal drágább

PTFE – kiváló siklási tulajdonságok, nagy terhelésen nagyon kis súrlódási tényező. Főleg polimerek adalék anyaga, de zsírok sűrítő anyagaként is használják vákuumban, világűrben.

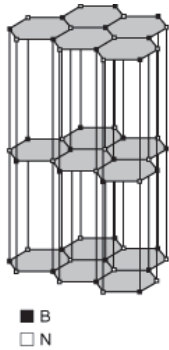
Lágy fémek: arany, ezüst, ólom, ón, indium, réz

Magas hőmérsékleten használnak még fénoxidokat, és egyéb szervetlen vegyületeket is.

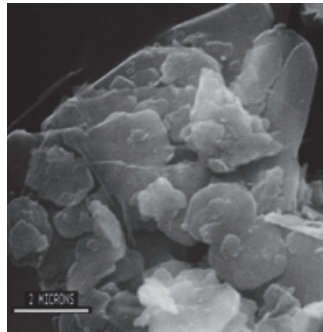
SZILÁRD KENŐANYAGOK



SZILÁRD KENŐANYAGOK



Bórnitrid vázlatos kristályszerkezete, és elektronmikroszkópon készült felvétele (10000 x)



Molecular weight	24.83
Density (Theoretical)	2.27 g/cm ³
Crystal Structure	Hexagonal
Color	White
Dielectric Strength	800-1000 volts/mil
Dielectric Constant	4
Coefficient of Fraction	0.2-0.7
Electrical Resistivity (at 298 K)	1.7x10 ¹³ ohm-cm
Thermal Expansion (Directional)	0.8-7.5x10 ⁻⁶ /C; 25-1000C
Specific Heat (at 298 K)	0.117 cal/g-K
Thermal Conductivity (at 293 K, directional avg.)	est. 0.08 cal/(cm-sec-K)
Use Temperatures	1800 C Reducing/inert 1400 C Vacuum 1100 C Oxidizing

Alkalmazás: adalék hővezető képesség növelésére, súrlódás csökkentésre műanyagokban, olajokban, zsírookban. Formaleválasztó anyagként is kiváló.

KENŐANYAGOK HATÉKONYSÁGÁNAK VIZSGÁLATA

A különböző gépekben eltérőek a kölcsönhatások

- a kapcsolódó elemek között,
- a kenőanyag és a súrlódó felületek között
- a környezet és a kenőanyag között
- a környezet és a súrlódó felületek között.

Pl. eltérőek a kapcsolódó elemek jellemzői:

- kialakítás: ami pont, vonal vagy felület érintkezést tesz lehetővé
- felület: alak és helyzethibák, érdesség
- anyag és bevonatok: fémek, műanyagok, kerámiák, súrlódás és kopás csökkentő bevonatok stb.

Más a kenőanyag: **alapolaj, adalékok**

Más a környezet: **levegő, gőzök és gázok, szennyező anyagok, hőmérséklet, sugárzás**

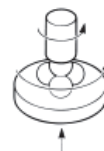
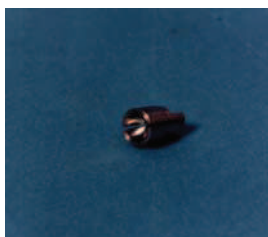
NÉGYGOLYÓS VIZSGÁLAT

Kopásgátló, berágódás gátló hatás mérés.

Négy 1/2" átmérőjű edzett golyó

8 cm³ kenőolaj a csészében

Zsír és szilárd kenőanyag réteg vizsgálatára is alkalmas



HASÁB/HENGER PÁR



Alkalmas súrlódás, kopás és kenőanyag teherbírás vizsgálatára.

Amsler, Timken, Failex.

A korszerű gépek sokoldalúak, lengő mozgásra is alkalmasak.

Számítógépes irányítás, adatgyűjtéssel és adatfeldolgozás.

KENÉSÁLLAPOTOK

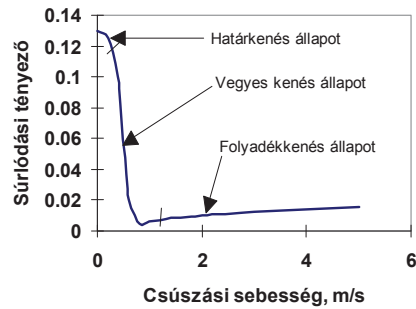
Kenésállapotot a kenőfilm tulajdonságai és vastagsága határozza meg.

Kenésállapotok:

- száraz (nincs kenőanyag)
- határkenés
- vegyes kenés
- folyadékkenés
- EHD kenés (pont, vonal érintkezés).

A kenésállapot függ:

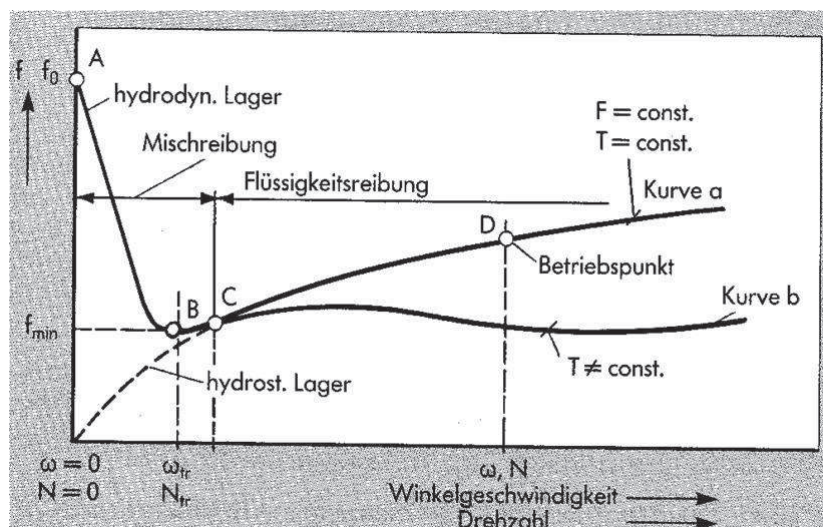
- terheléstől
- kenőanyag viszkozitástól
- (kenőanyag nyomástól)
- sebességtől



Stribeck görbe. **Olajjal** kent siklócsapágyakban kialakuló kenésállapotok.

Zsírkenésnél hasonló, de a zsír jellemzői, és a kenőanyag mennyiség változása miatt a kenés állapot eltér a fentitől, és az állandósult kenésállapot nehezen tartható fenn. Időnként újra kenve a kenésállapot javítható

KENÉSÁLLAPOTOK



HATÁRKENÉS ÁLLAPOT

Határkenés állapot

- Szilárdtest érintkezés
- Tapadó kenőfilm
- Szilárd kenőfilm bevonat

A súrlódási és kopási viselkedést a kenőfilm jellemzői (tapadó szilárdsága, nyíró szilárdsága, vastagsága, reakció sebessége, deszorpció hőmérséklete stb.) határozzák meg.

A határkenés állapotra **hatást gyakorolnak**

- a **mechanikai folyamatok**, a felületi egyenetlenségek valamint a felszíni rétegek rugalmas és maradékalakváltozása,
- az érintkező felületek **fizikai és kémiai jellemzői**, a felületi erők,
- a **súrlódási folyamatok**, a felszínt terhelő nyíró igénybevétel és annak hatása az alakváltozásra,
- a **kopási folyamatok**, a fáradásos, az abrázíós, az adhéziós és a tribokémiai folyamatok és azok egymásra hatása.
- **kenőanyag**, a **szilárdtest** felületek valamint a környező **atmoszféra** közötti kölcsönhatás.

HATÁRKENÉS ÁLLAPOT

A **határkenőfilm** feladata:

1. a szilárd testek közvetlen érintkezésének megakadályozása
2. kis (vagy stabil) nyírószilárdságú, kopásálló felszíni réteg kialakítása.

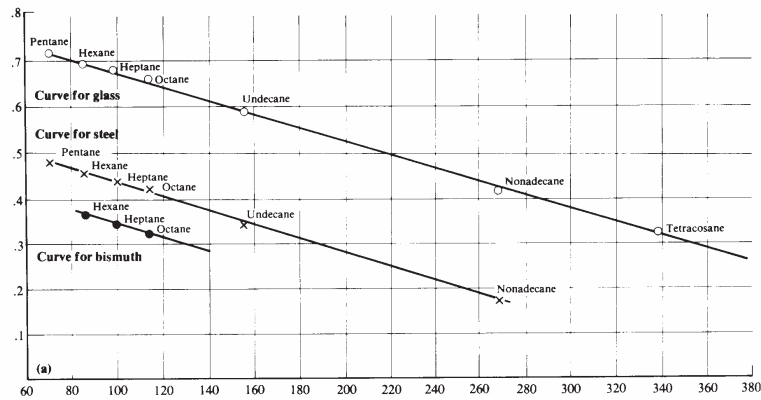
A **kenőanyag határréteg létrejöhet:**

- adszorpcióval (fizikai kötődés a felületi energiák hatására)
- kemoszorpcióval (vegyi kapcsolat, de ugyanaz a vegyület), vagy
- kémiai reakcióval (új vegyület jön létre).

Kiváló határkenő réteget alkotnak a **hosszú láncú szénhidrogének** (paraffinok), mert:

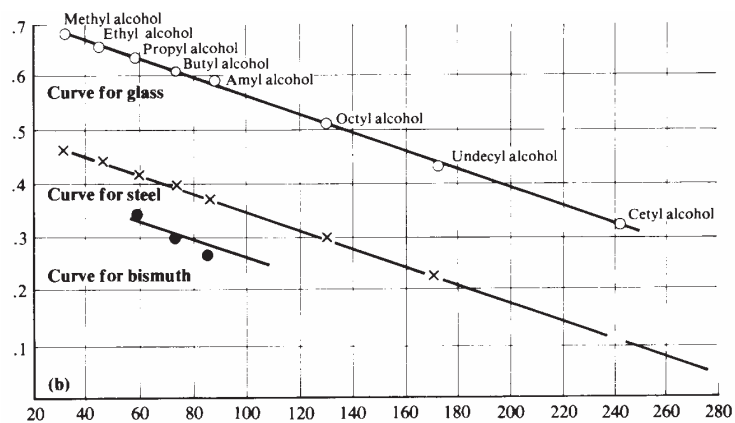
- erősen kötődnek egymáshoz és akadályozzák az érdességek áthatolását,
- a molekula rétegek egymáson könnyen elcsúsznak, kicsi a nyírószilárdságuk és a súrlódásuk,
- deszorpció hőmérsékletük viszonylag magas.

HATÁRKENÉS ÁLLAPOT



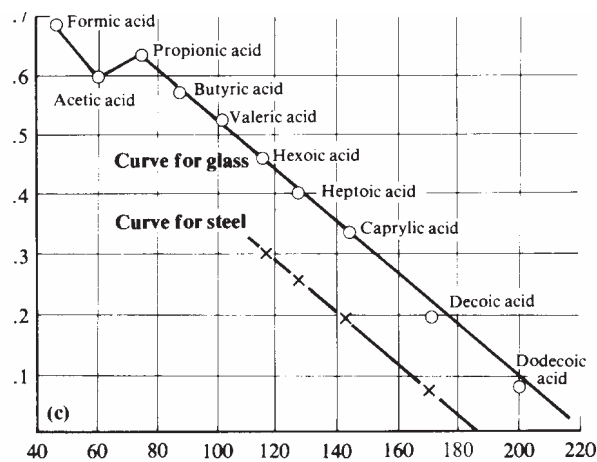
Paraffin molekula nagyságának (molekula súly) hatása a súrlódási tényezőre
(Hardy, 1916)

HATÁRKENÉS ÁLLAPOT



Az alkoholok molekula nagyságának (molekula súly) hatása a súrlódási tényezőre
Azonos atomsúly esetén kisebb a súrlódási tényező acélon, mint paraffin molekuláknál

HATÁRKENÉS ÁLLAPOT



A zsírsav molekula nagyságának (molekula súly) hatása a súrlódási tényezőre
Azonos atomsúly esetén kisebb a súrlódási tényező acélon, mint alkohol molekuláknál

HATÁRKENÉS ÁLLAPOT

Határkenőanyagok lehetnek:

-**semleges kenőanyagok** (paraffinok, naftének, olefinek, aromások), amelyek molekulái (viszonylag gyenge) **fizikai adszorpcióval** (kb. 2000 cal/mol) kötődnek a súrlódó felületekhez, Hatékonyságuk molekulasúlyukkal arányos, amint azt Hardy kísérletei bizonyították.

-**poláros kenőanyagok** (pl. zsírsavak, észterek, alkoholok), amelyek olajban oldódó molekulái **erős fizikai adszorpcióval** (kb. 10000 cal/mol energiával) kötődnek a súrlódó felületekhez. Ezeket tekintik súrlódás csökkentő (AF) adalékoknak.

Közéjük tartoznak olyan vegyületek is, amelyek már viszonylag alacsony hőmérsékleten, **kis súrlódású kemoszorpció** réteget (szulfid, szulfát, oxid vagy karbid réteget) alakítanak ki a fém felületen.

NINCS ÉLES ÁTMENET AZ ADSZORPCIÓ ÉS KOMOSZORPCIÓ KÖZÖTT.

HATÉKONY ADALÉK ALACSONY HŐMÉRSÉKLETEN ADHÉZIÓVAL KÖTŐDIK A FELÜLETHEZ, A HŐMÉRSÉKLET EMELKEDÉSÉVEL MEGJELENIK A KEMOSZORPCIÓ ÉS NÖVELI A HATÉKONYSÁGOT

HATÁRKENÉS ÁLLAPOT

Fizikai adszorpciós réteget hoznak létre a hosszúláncú karboxil savak, zsírsav-észterek, éterek, alkoholok, aminok, amidok, imidek.

Hatékonyságuk sorrendje:

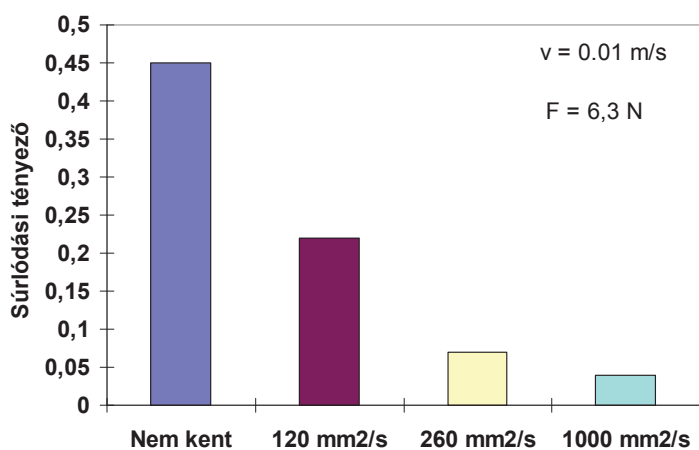
paraffin < alkohol < észter < telítetlen zsírsav < telített zsírsav.

Legfontosabb vegyületek

- a 12-18 szén atomot tartalmazó karboxilsavak
- a zsíralkoholok
- a természetes észterek (gliceridek) és a
- a szintetikus észterek (metilészterek, butilészterek)

Tulajdonképpen ide sorolhatók a szilárd kenőanyagok is: MoS₂, grafit, PTFE stb.

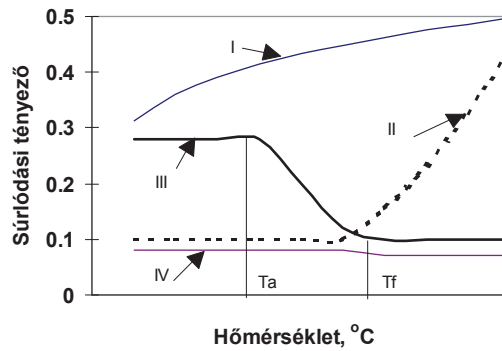
HATÁRKENÉS ÁLLAPOT



POM/POM pár, különböző viszkozitású ásványolajjal kenve

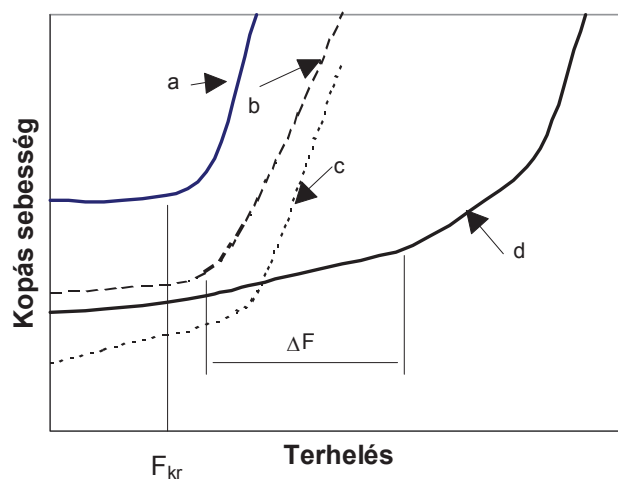
SÚRLÓDÁS IRÁNYÍTÁS

Az egyes határkenő filmek hatékonyságát **kritikus hőmérsékletük** (deszorpció hőmérséklet, olvadáspont, bomlási hőmérséklet) határozza meg.



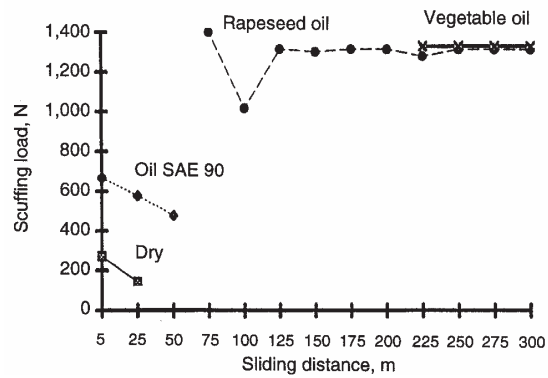
I – adalékotlan ásványolaj, II - súrlódáscsökkentő AF (kemoszorpció) adalék ,
 III –(AW) EP adalék, IV – AF és EP adalék együttes hatása

KOPÁS IRÁNYÍTÁS



a – nem kent, b – adalékotlan ásványolajjal kent, c – kopáscsökkentő AW adalék hatása, d – EP adalék hatása (nő a teherbírás)

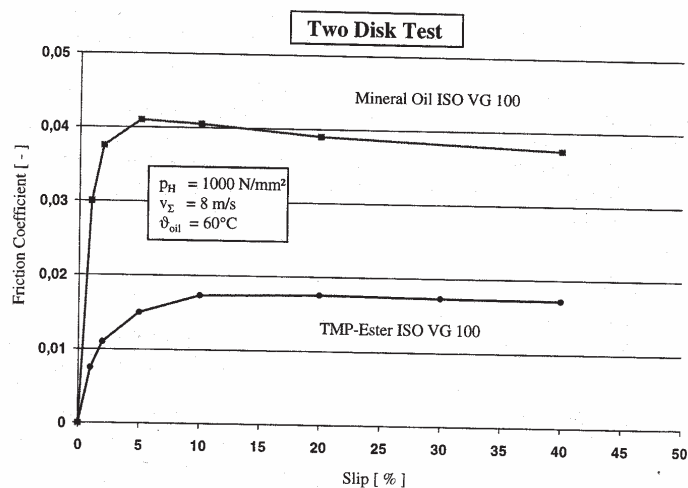
KENŐANYAG HATÉKONYSÁGA



Különböző kenőanyagok berágódási teherbírása 10 mm átmérőjű, A38 acélból készült, kereszttezett hengereken mérve. $d=10$ mm, $v=0,5$ m/s

Kenőanyag: Ásványolaj (SAE 90), észterezett növényi olajok

HATÁRKENÉS ÁLLAPOT



A szintetikus kenőolajok egy része (észterek, glikolok) rendkívül hatékony súrlódás csökkentők határkenés állapotban. TMP-ester: trimetilol-propán-észter.

KENÉSÁLLAPOTOK

Folyadékkenés állapot

A súrlódást a folyadék film nyírásából eredő ellenállás okozza.

Newton törvénye szerint:

$$\tau = \eta \frac{du}{dh}$$

A súrlódási erő:

$$F_S = \int_A \tau dA$$

Súrlódási erő akkor is van, ha nincs terhelő erő, de a súrlódási tényező csak terhelt felületre értelmezhető.

Lehet 0 a súrlódási erő, ha nincs elmozdulás (sebesség gradiens)

Rendkívül kicsi a súrlódás, ha kicsi a viszkozitás (gázkenés), vagy kicsi a sebesség gradiens (pl. vastag a kenőfilm).

VEGYES KENÉSÁLLAPOT

Folyadék kenés esetén **tiszta határkenés** állapot csak nagyon **kis sebességen** alakul ki.

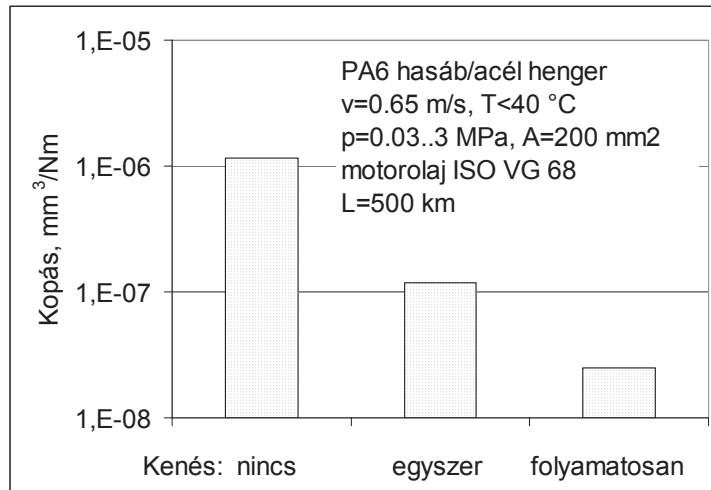
A sebesség emelkedésével fokozatosan **hidrodinamikai nyomás** alakul ki, megjelenik a folyadék súrlódás is, a szilárdtest érintkezés és a súrlódási tényező csökken, **vegyes kenésállapot** jön létre. **Stribeck görbe** szemléletesen mutatja a súrlódási állapot változását.

A súrlódást és a kopást **a határsúrlódás és a folyadék súrlódás részaránya** határozza meg.

Vegyes súrlódási tartományban a súrlódási tényező és a kopás sebesség **nagyságrendekkel** változhat. Ok: az üzemi **hőmérséklet erős hatása** a viszkozításra (a hidrodinamikai hatásra) és a szorpciós folyamatokra.

Fém súrlódó párok esetén az érintkezési viszonyok gyors változása a kenőfilm villamos ellenállásának mérésével könnyen bizonyítható.

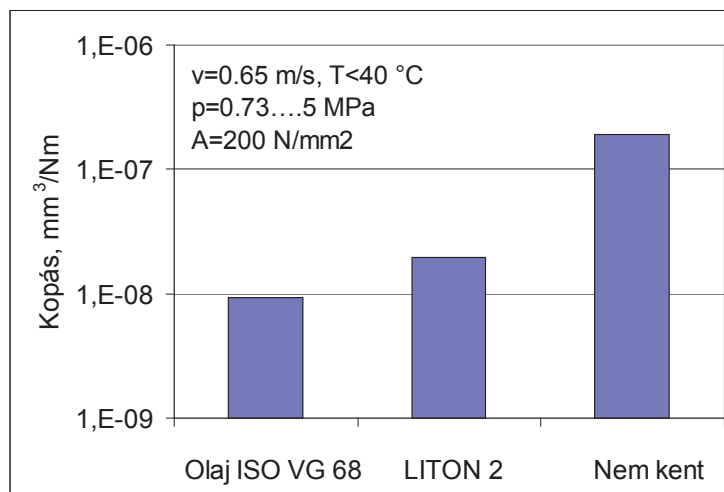
VEGYES KENÉSÁLLAPOT



Kenés hatása a PA6/acél pár kopására.

Határ és vegyes kenésállapot

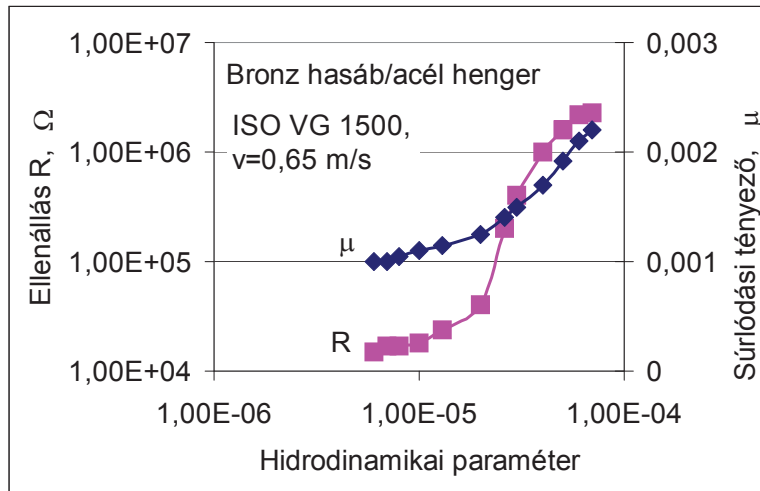
VEGYES KENÉSÁLLAPOT



Kenés hatása a pamutszálás textilibakelit/acél pár kopására.

Határ és vegyes kenésállapot

KENÉSÁLLAPOTOK



A villamos ellenállás gyors növekedés jelzi a tiszta folyadéksúrlódás kezdetét

$$HDP = \sqrt{\frac{\eta UL}{F}}$$

Kenéselméletek

Dr. Kozma Mihály

FOLYADÉKSÚRLÓDÁSI ÁLLAPOT

Folyadéksúrlódási állapot: Az egymáson elmozduló súrlódó felületeket teljes egészében folyadékfilm választja el, súrlódási veszteség csak a folyadékban keletkezik, a folyadékfilm nyírása következtében.

Newton törvénye szerint:
$$\tau = \eta \frac{\partial u}{\partial h}$$

Kedvező, mert:

- kicsi a súrlódás (általában), a hőmérséklet állandósítható,
- nincs kopás

Gépészeti gyakorlatban főleg csapágyakban és vezetékben alakul ki, de más területeken (pl. fékek, tengelykapcsolók, tömítések, szinkronizáló berendezések stb.) is előfordulhat.

A csapágyak (vezetékek) folyadék kenésállapota kétféleképpen hozható létre:

Hidrodinamikus kenéssel (saját energia)

Hidrosztatikus kenéssel (külső energia, hidraulikus tápegység kell)

HIDRODINAMIKUS KENÉS

Hidrodinamikus kenés.

Petroff 1883 :
súrlódás számítása.
Súrlódást a kenőfilm nyírása okozza.

Beauchamp Tower (1883) angol vasúti mérnök világhírűvé vált kísérleteivel bizonyította, hogy folyadékkenés esetén a siklócsapágyban nyomás alakulhat ki.

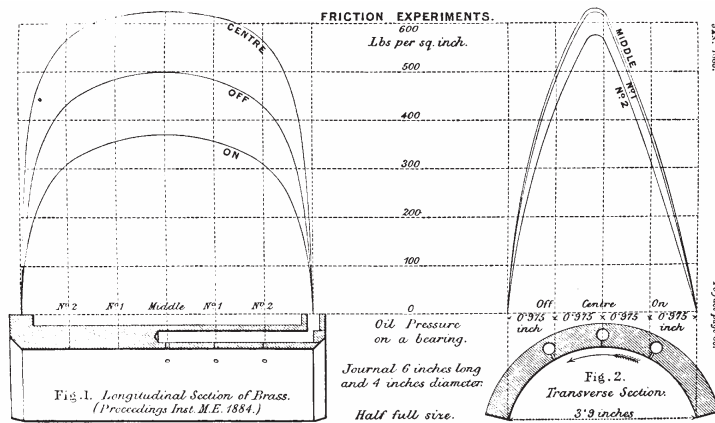


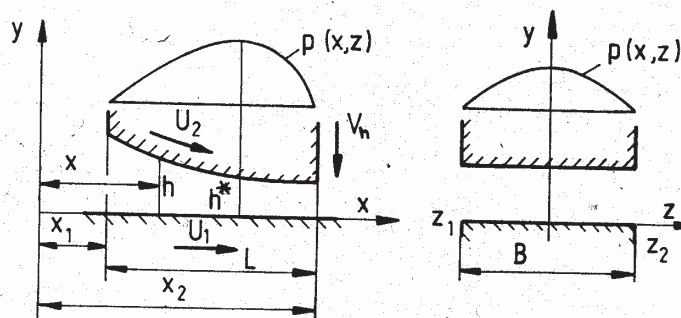
Fig. 10.11
Beauchamp Tower's experiments on the pressure distribution in a

HIDRODINAMIKUS KENÉS

Reynolds a következő egyszerűsítő feltételeket tette:

- A kenőanyag newtoni viselkedést mutat, viszkozitása nem változik a sebesség gradiens függvényében.
- Az áramlás a kenőfilmben lamináris.
- A kenőanyag tapad a súrlódó felületekhez.
- A tömegerők elhanyagolhatók.
- A nyomás a kenőfilm vastagsága mentén nem változik.
- A kenőanyag összenyomhatatlan.

Reynolds 1886. Tower kísérleteinek hatására alkalmazta Navier-Stokes egyenletet siklócsapágyakra



HIDRODINAMIKUS KENÉS

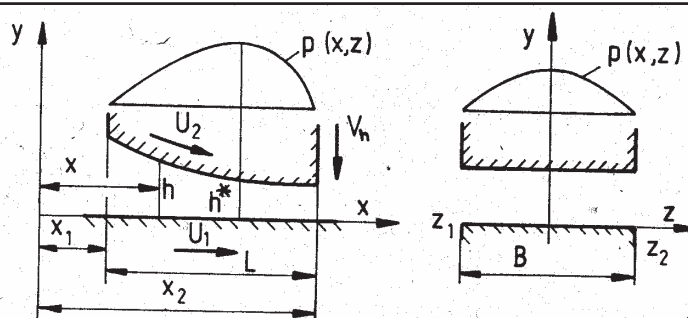
Ezekkel a feltételekkel a **Reynolds egyenlet** általános alakja a következőképpen írható fel:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right] - 6\eta [(U_1 + U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 2V] = 0$$

Általános megoldása nincs, csak egyszerűsítő feltételekkel oldható meg.

Ezeket felhasználva meghatározható a súrlódó felület párok között kialakuló nyomáeloszlás, és annak integrálásával a teherbírási.

HIDRODINAMIKUS KENÉS



Egyszerűsítések a Reynolds egyenlet megoldásakor:

- Nincs kenőanyag áramlás a mozgásra merőleges irányban (a súrlódó felület szélessége végtelen: $B/L = \infty$, $B/D = \infty$).
- Csak tangenciális mozgás van, az üzemiállapot stacionárius, a kenőrések alakja és mérete nem változik ($V_n = 0$).
- Csak normális irányú mozgás van, a felületek tangenciális irányban nem mozdulnak el ($U_1 + U_2 = 0$).
- Ismert a kenőfilm alakját leíró összefüggés.
- Ismert a keresztirányú nyomáeloszlást leíró összefüggés.

HIDRODINAMIKAI KENÉSÁLLAPOT

Tangenciális mozgásból eredő hidrodinamikai teherbírás számítása.

$V=0$, $U=U_1+U_2=$ állandó, $B/D = \infty$, $\eta =$ állandó

Ezeket figyelembe véve az egyszerűsített Reynolds egyenlet:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right] - 6\eta U \frac{\partial h}{\partial x} = 0$$

Ezt x szerint integrálva, és bevezetve a $p=p_{\max}$ ha $h=h^*$ határfeltételeket, a következő differenciál egyenlet jön létre:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 6\eta U \frac{h - h^*}{h^3}$$

A felültek közötti rés alakjának (részfüggvény) ismeretében a nyomáeloszlás számítható.

HIDRODINAMIKAI KENÉSÁLLAPOT

Hézaggal illesztett hengeres radiális csapágyra a részfüggvény:

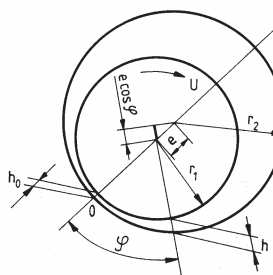
$$h = h_o (1 - \varepsilon \cos \varphi)$$

A Reynolds egyenlet megoldásához használt határfeltételek:

Reynolds: $\varphi = \pm\varphi^*$, $\frac{\partial p}{\partial \varphi} = 0$, $\varphi = -\varphi^*$, $p = 0$

Sommerfeld: $\varphi = 0$, $\varphi = \pi$, $p = 0$

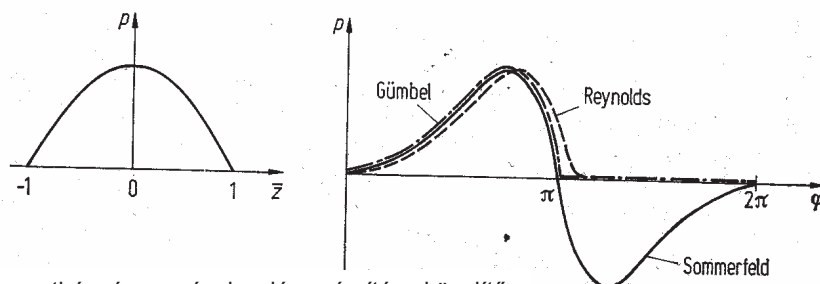
Gümbel: $\varphi = 0$, $\varphi = \pi$, $p = 0$, minden helyen $p \geq 0$



$$\varepsilon = \frac{e}{\Delta r}$$

HIDRODINAMIKAI KENÉSÁLLAPOT

$$p_{\infty} = \frac{6\eta\omega}{\psi^2} f(\varepsilon, b/d, \varphi, z)$$



Keresztirányú nyomáeloszlás számítása közelítő függvényekkel: pl. parabola vagy koszinusz – hiperbolikus függvény.

Konstansok meghatározása variáció számítással.

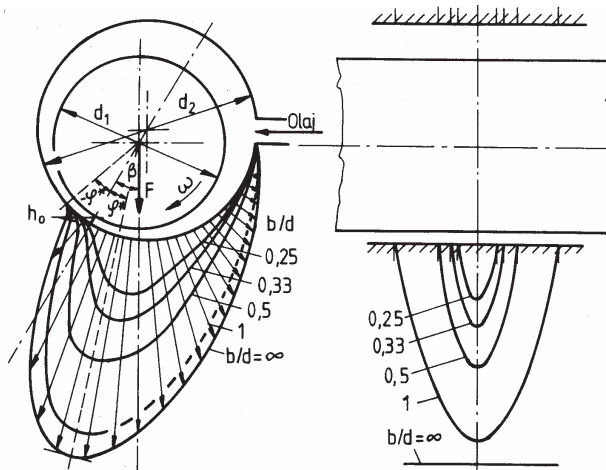
$$p = p_{\infty} f(b/d)$$

HIDRODINAMIKAI NYOMÁSELOSZLÁS

Teherbírás számítása a nyomás integrálásával.

Integrálva a nyomás két egymásra merőleges vetületét.

Eredmény: Nyomások F eredője (a terhelés), és β helyzete



HIDRODINAMIKAI KENÉSÁLLAPOT

$$F \sin \beta = \int_{-b/2-\varphi^*}^{b/2} \int_{-\varphi^*}^{\varphi_1} r p \sin \varphi d\varphi dz = \frac{6\eta db \omega}{3\psi^2} \Phi_1$$

Vízszintes összetevő

$$F \cos \beta = \int_{-b/2-\varphi^*}^{b/2} \int_{-\varphi^*}^{\varphi_1} r p \cos \varphi d\varphi dz = \frac{6\eta db \omega}{3\psi^2} \Phi_2$$

Függőleges összetevő

$$F = \frac{6\eta db \omega}{3\psi^2} \sqrt{\Phi_1^2 + \Phi_2^2}, \quad \text{tg} \beta = \frac{\Phi_1}{\Phi_2}$$

Eredő erő

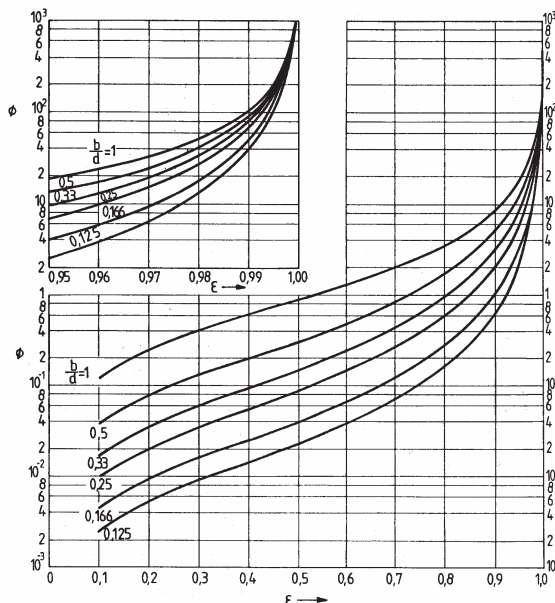
HIDRODINAMIKAI KENÉSÁLLAPOT

$F=f(\varepsilon, \eta, \psi, B/D, B, D,)$

Dimenzió nélküli forma a terhelési szám

(csapágy jellemző szám)

$$S_t = \Phi = \frac{F \psi^2}{bd \eta \omega_e}$$



HIDRODINAMIKAI KENÉSÁLLAPOT

Súrlódás számítása:

$$\tau = \eta \frac{du}{dy} \quad F_s = \int_{-b/2-\varphi^*}^{b/2} \int_{-\varphi}^{\varphi_1} \tau_o dz r d\varphi = \frac{\eta \omega b d}{\psi} (\varepsilon, b/d, \varphi_1)$$

$$\mu = \frac{F_s}{F} = \psi C(\varepsilon, b/d, \varphi_1)$$

$$C = \frac{\mu}{\psi} = \frac{3}{S_t}, \text{ ha } S_t \leq 1, \text{ és}$$

$$C = \frac{\mu}{\psi} = \frac{3}{\sqrt{S_t}}, \text{ ha } S_t > 1$$

HIDRODINAMIKAI KENÉSÁLLAPOT

Olajszükséglet számítása:

$$Q = 2r \int_{-\varphi^*}^{\varphi_1} \int_0^h w r d\varphi dy \quad q_1(\varepsilon, b/d, \varphi_1) = \frac{Q}{d^3 \psi \omega}$$

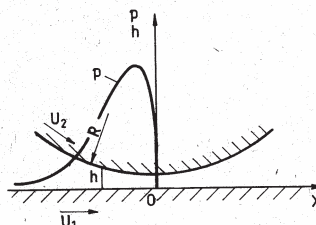
$$q_1 = \frac{Q_1}{d^3 \psi \omega} = \frac{\varepsilon}{4} \left[1 - 0,223 \left(\frac{b}{d} \right)^2 \right] \frac{b}{d}$$

$$q_2(\varepsilon, b/d, \varphi_1, BE) = \frac{Q_2 \eta}{d^3 \psi^3 p_o}$$

HIDRODINAMIKAI KENÉSÁLLAPOT

Általános esetben a hidrodinamikai hatás számítható görbült felületek érintkezését feltételezve. Ebben az esetben az egyenértékű görbületi sugár segítségével, parabolikus saruként modellezik a felületeket:

A résfüggvény:
$$h = h_o + \frac{x^2}{2R},$$



Az egyszerűsített Reynolds egyenlet erre is megoldható.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right] - 6\eta U \frac{\partial h}{\partial x} = 0$$

HIDRODINAMIKAI KENÉSÁLLAPOT

Ez a megoldás.
$$p = -2\eta U \frac{x}{h^2}$$

Bizonyítás:
$$\frac{\partial p}{\partial x} = -2\eta U \left(\frac{1}{h^2} + (-2) \frac{x}{h^3} \frac{dh}{dx} \right)$$

$$h^3 \frac{\partial p}{\partial x} = -2\eta U h + 4\eta U x \frac{x}{R}$$

$$h^3 \frac{\partial p}{\partial x} = -2\eta U h + 4\eta U x \frac{x}{R} + 8\eta U h_o - 8\eta U h_o$$

$$h^3 \frac{\partial p}{\partial x} = -2\eta U h + 8\eta U \frac{x^2}{2R} + 8\eta U h_o - 8\eta U h_o$$

HIDRODINAMIKAI KENÉSÁLLAPOT

$$h^3 \frac{\partial p}{\partial x} = -2\eta U h + 8\eta U h - 8\eta U h_0$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6\eta U \frac{\partial h}{\partial x}$$

, $x=0$, $p=0$ határfeltétel (Sommerfeld határfeltétel) esetén:

$$F = \int_{-\infty}^0 p dx = -2\eta U \int_{-\infty}^0 \frac{x}{h^2} dx$$

$$F = -2\eta UR \int_{-\infty}^0 \frac{x}{h^2} dx = 2\eta UR \left[\frac{1}{h} \right]_{-\infty}^0$$

$$F = 2\eta UR \frac{1}{h_0}$$

Reynolds határfeltétel

($x=x^*$ $p=p_{max}$, $x=-x^*$, és $p=0$)

esetén 2 helyett az állandó 2,447.

HIDRODINAMIKAI KENÉSÁLLAPOT

Megfelelő átalakítás után a hézaggal illesztett radiális csapágyakra:

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} = \frac{\Delta r}{r^2} = \frac{\psi}{r}, U = r\omega, h_0 = \Delta r(1 - \varepsilon) = r\psi(1 - \varepsilon).$$

$$\frac{F}{bd} = \frac{2\eta r \omega r b}{bd \psi} \cdot \frac{1}{r\psi(1 - \varepsilon)}, S_t = \frac{F}{bd} \frac{\psi^2}{\eta \omega} = \frac{1}{1 - \varepsilon}.$$

Nagy terhelés esetén ($\varepsilon > 0,5$) nem jelentős a hiba.

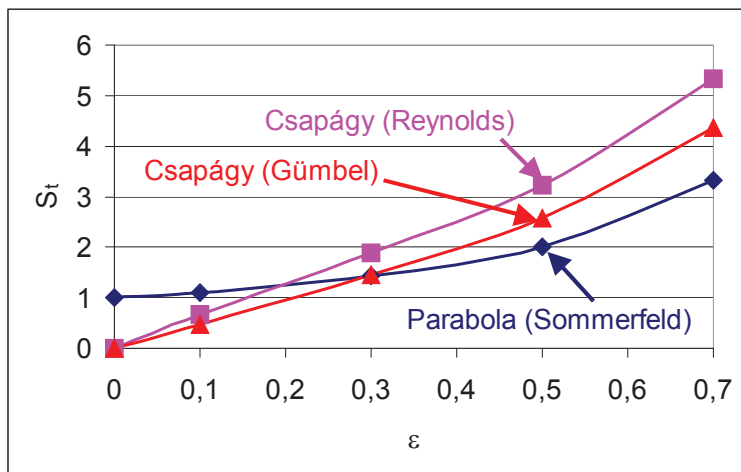
A véges szélesség hatását a gyakorlatban figyelembe kell venni.

Rendszerint parabolikus, vagy cosinus hiperbolikus függvényt tételeznek fel.

Az utóbbi években a véges-elemes számítás terjedt el.

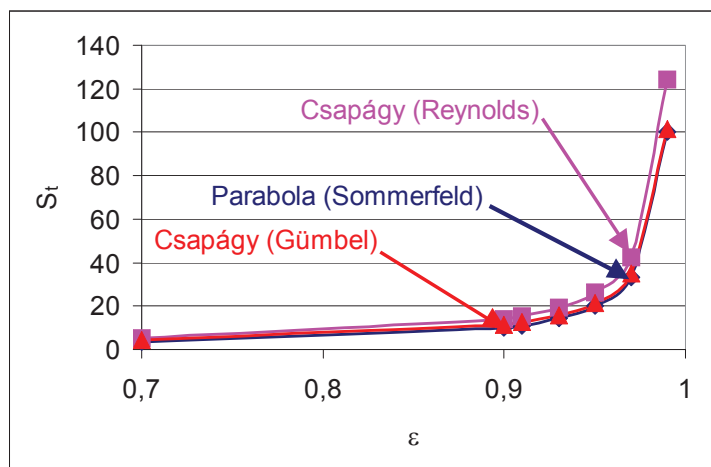
HIDRODINAMIKAI TEHERBÍRÁS

Végtelen széles csapágy

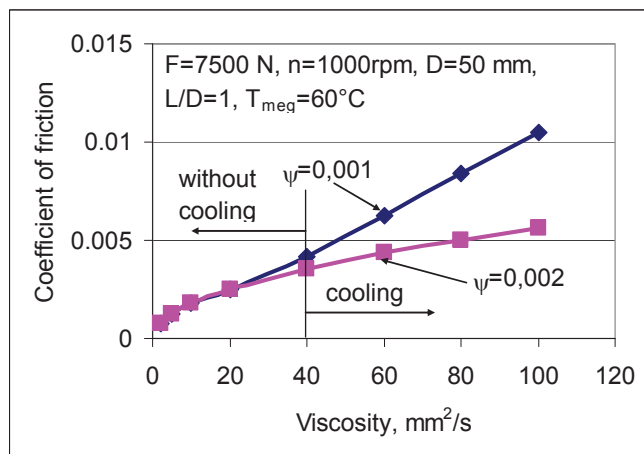


HIDRODINAMIKAI KENÉSÁLLAPOT

Végtelen széles csapágy



HIDRODINAMIKAI KENÉSÁLLAPOT



Viszkozitás hatása a siklócsapágy súrlódási tényezőjére (p=3 MPa)

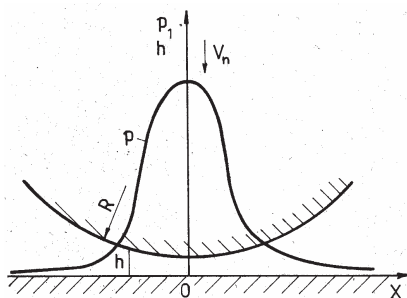
KISZORÍTÓ HATÁS

Hidrodinamikai hatás kiszorító mozgás esetén is számítható.

Az egyszerűsített Reynolds egyenlet:

Egyszerősítő feltételek: $U=0$, $b/d= \infty$,
 η =állandó,

$$h = h_o + \frac{x^2}{2R}$$



$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = -12\eta V$$

$$h^3 \frac{\partial p}{\partial x} = -12\eta V x + C$$

$$x = 0 \Rightarrow \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \Rightarrow C = 0$$

$$p = -12\eta V \int \frac{x}{h^3} dx$$

$$p = -12\eta V R \int \frac{\frac{x}{R}}{h^3} dx$$

$$p = -12\eta V R \left(\frac{1}{-2} \frac{1}{h^2} \right) + C$$

$$x = \pm \infty \Rightarrow h = \infty \Rightarrow p = 0 \Rightarrow C = 0$$

$$p = 6\eta V R \left(\frac{1}{h^2} \right)$$

HIDRODINAMIKAI TEHERBÍRÁS

Teherbírás:

$$F = 2 \int_{-\infty}^0 p dx = 6\eta VR \int_{-\infty}^0 \left(\frac{1}{h^2} \right) dx$$

$$F = 6\eta VR \int_{-\infty}^0 \left(\frac{1}{\left(h_o + \frac{x^2}{2R} \right)^2} \right) dx$$

Átalakítás után helyettesítéssel megoldható. Kicsit munkaigényes.

Az eredmény:

$$F = 3\sqrt{2}\pi\eta VR \sqrt{\frac{R}{h_o^3}}$$

Radiális csapágyra átalakítva a teherbírást:

$$R = \frac{r}{\psi}, \quad h_o = r\psi(1-\varepsilon)$$

$$V = -\frac{\partial h_o}{\partial t} = r\psi \frac{d\varepsilon}{dt} = r\psi\dot{\varepsilon}$$

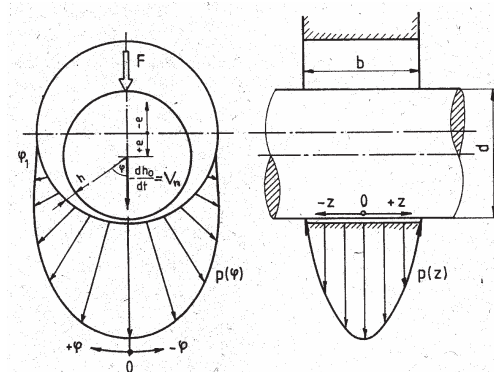
$$F = 3\sqrt{2}\pi\eta r\psi\dot{\varepsilon} \sqrt{\frac{\kappa}{\psi}} \sqrt{\frac{\kappa^3\psi^3(1-\varepsilon)^3}{\psi}}$$

$$\frac{F}{bd} \frac{\psi^2}{\eta\dot{\varepsilon}} = \frac{3\pi}{\sqrt{2}} \frac{1}{\sqrt{(1-\varepsilon)^3}} = S_n$$

HIDRODINAMIKAI TEHERBÍRÁS

Kiszorítás teherbírás jellemző száma

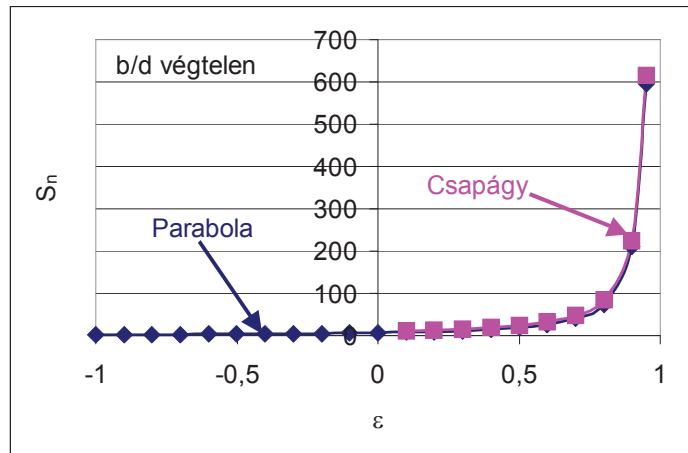
$$S_n = \frac{F}{bd} \frac{\psi^2}{\eta\dot{\varepsilon}} = \frac{3\pi}{\sqrt{2}} \frac{1}{\sqrt{(1-\varepsilon)^3}}$$



HIDRODINAMIKAI TEHERBÍRÁS

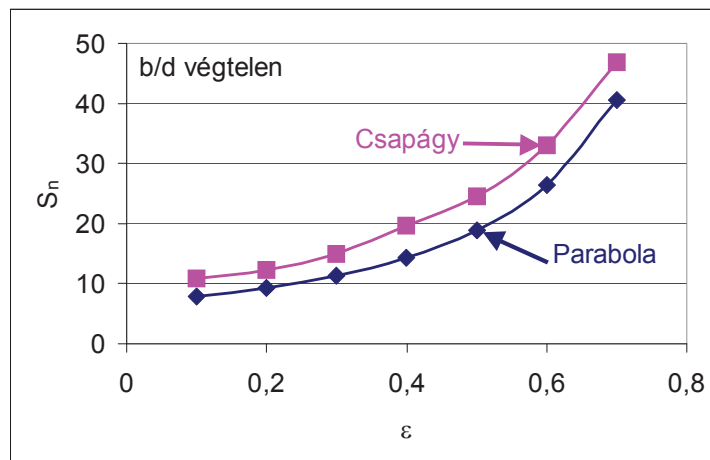
Kiszorítás teherbírás
jellemző száma

$$S_n = \frac{F}{bd} \frac{\psi^2}{\eta \dot{\epsilon}} = \frac{3\pi}{\sqrt{2}} \frac{1}{\sqrt{(1-\epsilon)^3}}$$



HIDRODINAMIKAI TEHERBÍRÁS

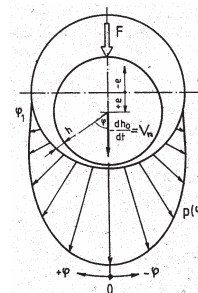
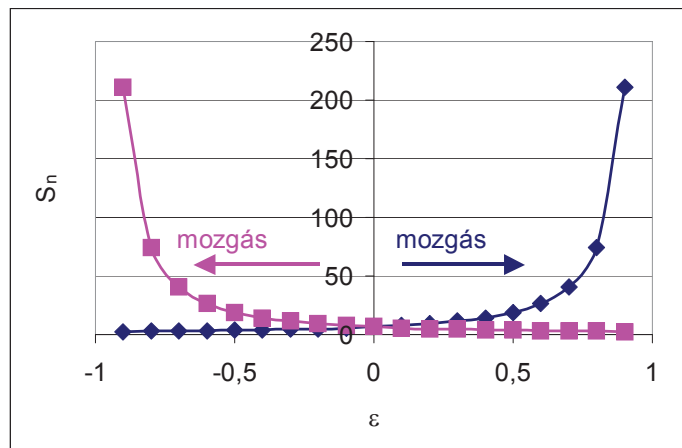
Kiszorítás teherbírás
jellemző száma



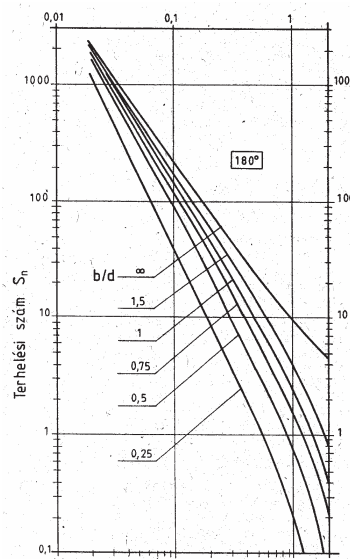
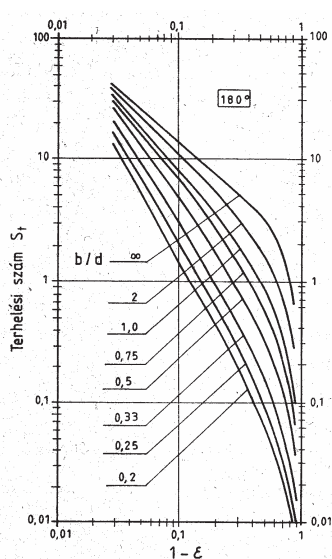
HIDRODINAMIKAI KENÉSÁLLAPOT

Az olajnyomás az elmozdulás irányára szimmetrikus.

A teherbírás mindig az elmozdulással szemben alakul ki



HIDRODINAMIKAI TERHELÉSI SZÁMOK



ELASZTOHIDRODINAMIKA

HIDRODINAMIKAI KENÉSÁLLAPOT

Jól simuló, olajjal kent felületek között elegendően vastag kenőfilm alakul ki, és létrejön a tiszta folyadéksúrlódási állapot még igen nagy, erős dinamikus terhelések esetén is (radiális és axiális siklócsapágyak, csúszó vezetékek, dugattyúk stb.).

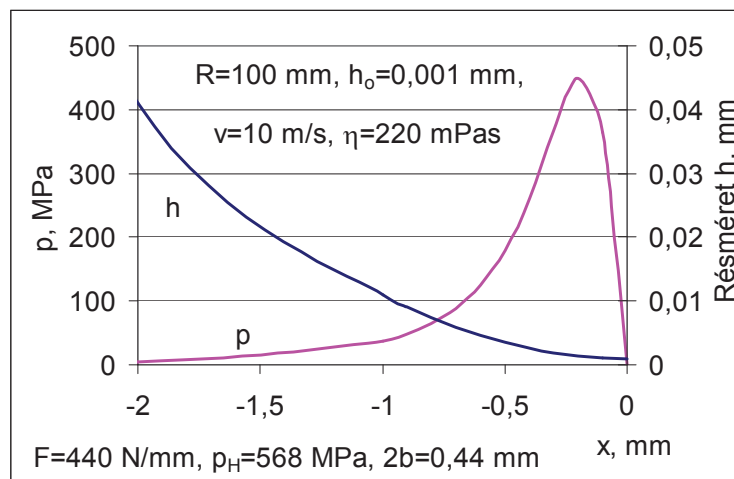
Tapasztalat: Hosszú üzemidő alatt előfordul, hogy rosszul simuló kent felületek sem kopnak jelentős mértékben (fogaskerekek, gördülőcsapágyak, büttykös működtetések, csigahajtópárok stb.)

OK: hatékony kenőfilm védi a felületeket a kopástól.

A hidrodinamikai kenés kialakulásának feltételei itt is megvannak: (viszkózus, a felülethez jól tapadó kenőanyag, hidrodinamikai szempontból hatékony sebesség, a mozgás irányában szűkülő rés). A gyors rés növekedés miatt, azonban jelentős hidrodinamikai nyomás csak nagyon kis felületre korlátozódik.

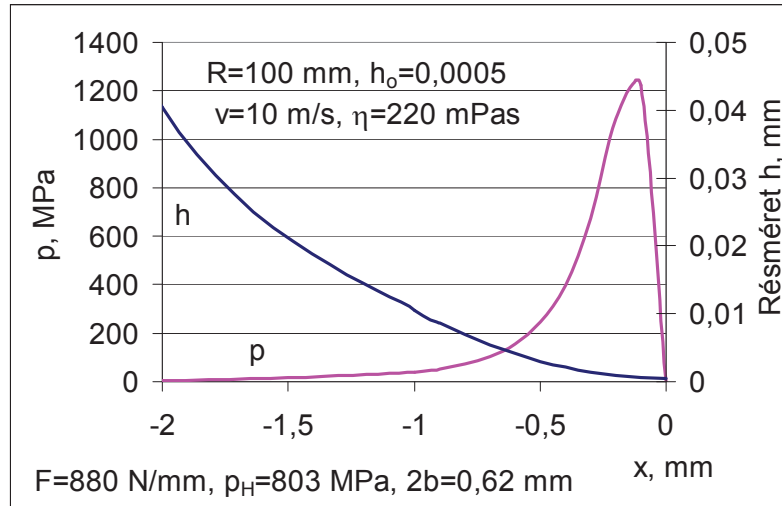
Martin (1916) merev hengerekre számította a HD teherbírást. Szerinte túl kicsi.

ELASZTOHIDRODINAMIKA



Ívelt felületek között kialakuló hidrodinamikai nyomás tangenciális mozgás esetén ($h_0=1 \mu\text{m}$)

ELASZTOHIDRODINAMIKA



Ívelt felületek között kialakuló hidrodinamikai nyomás tangenciális mozgás esetén. ($h_0=0,5 \mu\text{m}$)

ELASZTOHIDRODINAMIKA

Feltételezés: a klasszikus hidrodinamikai kenélmélet nem ad a gyakorlat számára elfogadható megoldást a rosszul simuló felületek esetén.

Feltételezés: a kialakuló terhelés hatására a henger belapul és a nagy nyomás a viszkozitást megnöveli.

Peppler (1938) és Dörr (1954) vizsgálták a rugalmas belapulás hatását a hidrodinamikai nyomás kialakulására (kb. 4 szeres növekedés figyelhető meg).

Gatcombe (1945), Hersey (1950), Cameron (1952) vizsgálták a viszkozitás növekedés hatását a hidrodinamikai teherbírásra, és 2,4-2,8 szeres növekedést mutattak ki Martin megoldásához képest.

1949-ben Ertel és Grubin vizsgálta először elméleti úton a rugalmas alakváltozás és a viszkozitás növekedés együttes hatását, és bár nem kapott olyan megoldást, amely kielégítette a rugalmasságtani és a Reynold egyenletet is, helyesen tárta fel a hidrodinamikai kenés törvényszerűségeit erre az esetre, és kimutatta a nyomáseloszlás sajátos formáját, és egy második nyomáscsúcs kialakulását az érintkezési zónán belül.

Kialakult az EHD kenélmélet.

Petruszevics (1951) sikeresen oldotta meg egyidejűleg a rugalmasságtan és a kenélmélet egyenleteit, és kapott megoldást 3 különböző sebességre.

ELASZTOHIDRODINAMIKA

A Reynolds egyenlet megoldásakor a viszkozitás növekedés hatása figyelembe vehető. Több viszkozitás-nyomás függvény ismert. Gyakran használt egyik változat:

$$\eta = \eta_o e^{kp}, k = (0,6 + 0,965(3 + \lg \eta_o)) \times 10^{-2} = (0,01 - 0,04) \text{ mm}^2 / \text{N}$$

Az egyszerűsített Reynolds egyenletbe behelyettesítve

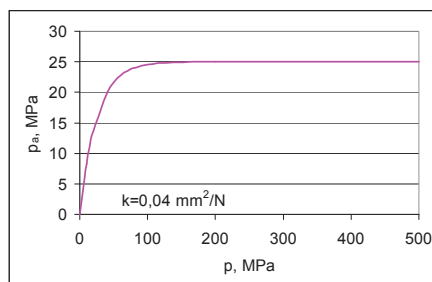
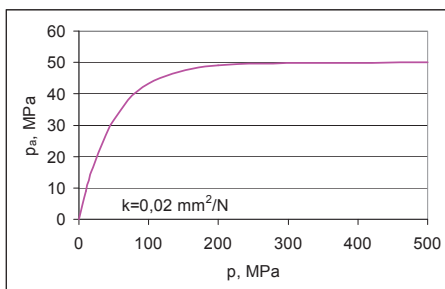
$$\frac{dp}{dx} = 6\eta_o e^{kp} U \frac{h-h^*}{h^3} \Rightarrow e^{-kp} \frac{dp}{dx} = 6\eta_o U \frac{h-h^*}{h^3}$$

Bevezetve a p_a redukált nyomást, amely feltételezi a Reynolds egyenlet jobb oldala változatlan:

$$\frac{dp_a}{dx} = e^{-kp} \frac{dp}{dx} = -\frac{1}{k} \frac{d}{dx} (e^{-kp}), \quad p_a = \int -\frac{1}{k} \frac{d}{dx} (e^{-kp}) = -\frac{1}{k} e^{-kp} + C$$

Ha $p \Rightarrow 0, p_a \Rightarrow 0$
$$p_a = -\frac{1}{k} e^{-kp} + \frac{1}{k} = \frac{1 - e^{-kp}}{k}$$

ELASZTOHIDRODINAMIKA



A nyomás növekedésével a redukált nyomás határértékhez tart: $p_a \Rightarrow \frac{1}{k}, \quad \frac{dp_a}{dx} \Rightarrow 0$

Ekkor $h-h^* \Rightarrow 0$, párhuzamos kenőfilm alakul ki.

Ez megfelel a Hertz elméletnek, amely szerint a nyomáseloszlás fél ellipszis, a teherbírás pedig ennek a térfogatával egyenlő.

A kenőfilm vastagsága a viszkozitás növekedés hatására merev hengereknél is növekszik. Blok, Camereon, Hersey stb. vizsgálatai szerint a növekedés kb. 2,3 szoros.

De ez még nem elegendő a tiszta folyadéksúrlódási állapot kialakulásához.

ELASZTOHIDRODINAMIKA

A kenőfilm vastagság meghatározásához az érintkezési zóna előtti rés alakját kell figyelembe venni, az alábbi, redukált nyomásra felírt, Reynolds egyenlet megoldásakor:

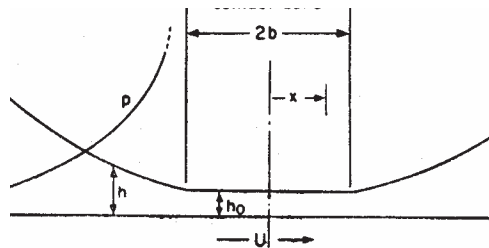
$$\frac{dp_a}{dx} = 6\eta_o U \frac{h - h_o}{h^3}$$

Először Ertel és Grubin határozta meg a kenőfilm vastagságot azzal a feltétellel, hogy a henger rugalmasan síkba lapul, az ellenfelület sík pedig tökéletesen merev.

$$\int_0^{p_{aH}} dp_a = \int_{-\infty}^{-b} 6\eta_o U \frac{h - h_o}{h^3} dx$$

Numerikusan oldották meg:

$$\frac{h_o}{R} = 1,19 \left(\frac{k\eta_o U}{R} \right)^{\frac{8}{11}} \left(\frac{EbR}{F} \right)^{\frac{1}{11}}$$



ELASZTOHIDRODINAMIKA

$$\frac{h_o}{R} = 1,19 \left(\frac{k\eta_o U}{R} \right)^{\frac{8}{11}} \left(\frac{EbR}{F} \right)^{\frac{1}{11}} \quad \text{Ez az egyenlet nem teljesíti a kontinuitási egyenletet}$$

Feltehetően a rés nem tökéletesen párhuzamos, ezért olyan megoldásra van szükség, amely a kialakuló hidrodinamikai nyomás és a kenőfilm alak egymásra hatását figyelembe veszi.

Dowson és Higginson dolgozott ki új megoldást: iterációval egyidejűleg oldották meg a Reynolds egyenletet és a rugalmasságtan alapegyenleteit, és ezzel figyelembe vették azt, hogy a kenőfilm alakja nem párhuzamos, hanem a kialakuló nyomás hatására megváltozik.

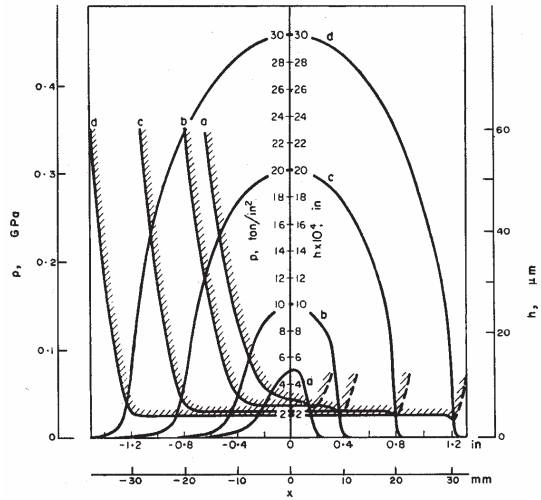
A számítások szerint a kenőfilm vastagság a legnagyobb mértékben a sebességtől és a sebességtől függ, kisebb a kenőanyag és a szerkezeti anyag hatása, és ugyancsak kicsi a terhelés hatása. A kapott eredményt összefoglaló összefüggések:

$$\frac{h_o}{R} = 0,88 (kE)^{0,6} \left(\frac{\eta_o U}{ER} \right)^{0,7} \left(\frac{bER}{F} \right)^{0,13}$$

$$\frac{h_o}{R} = 1,63 (kE)^{0,54} \left(\frac{\eta_o U}{ER} \right)^{0,7} \left(\frac{bER}{F} \right)^{0,13}$$

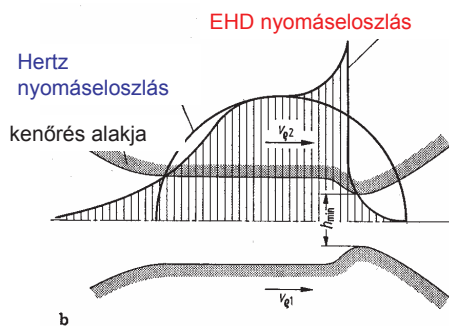
ELASZTOHIDRODINAMIKA

Az összefüggésekben az U a két felület sebességének átlagértékét jelenti. (ami a hidrodinamikailag határos sebesség fele).



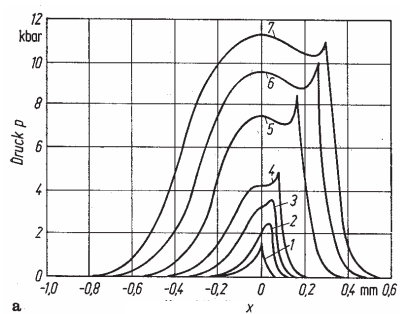
A kenőfilm alak és a nyomáseloszlás változása EHD kenésállapotban (Dowson, Higginson)

ELASZTOHIDRODINAMIKA



Számított rés alak és nyomáseloszlás

A rés beszűkülés helyén alakul ki egy második nyomáscsúcs.



A terhelés hatása a nyomáseloszlásra

($R_1=R_2=50$ mm, $b=8$ mm,

$n=1200$ 1/min $\eta_0=?$

1-100 N, 2-250 N, 3-500 N, 4-1000 N

5-3000 N, 6-5000 N, 7-7000 N

HIDRODINAMIKAI TEHERBÍRÁS SZÁMÍTÁSA

Statikus terhelésű csapágy: ha üzem közben a kenőfilm alakja és vastagsága nem változik: S_f állandó, a terhelés, a hidrodinamikailag hatásos sebesség és a hőmérséklet állandó.

A hidrodinamikailag hatásos sebesség: $\omega_e = \omega_1 + \omega_2 - 2\omega_F$

ω_1 – csap szögsebessége,

ω_2 – persely szögsebessége,

ω_F – erővektor szögsebessége

Az erővektor szögsebességének hatása egyenértékű a vele szemben azonos szögsebességgel forgó tengely és persely szögsebességével:

$$\omega_F = -2\omega_1$$

Pl. egy tengellyel együtt forgó külpontos tömeg okozta terhelés esetén, ha a persely áll, és a fordulatszám állandó, a csapágy üzemállapota statikus, miután az egyenértékű szögsebesség: $\omega_e = \omega_1 + \omega_2 - 2\omega_F = \omega_1 - 2\omega_1 = -\omega_1$

Ha két ilyen tömeg egymással szemben forog, és azok tengelyeit egymásba helyezték (csőtengely), a belső csapágy terhelése állandó és üzemállapota statikus, mert az egyenértékű szögsebessége: $\omega_e = \omega_1 + \omega_2 - 2\omega_F = \omega_1 - \omega_1 - 2\omega_1 = -2\omega_1$

Külső csapágyának terhelése viszont sinusosan változó, üzemállapota dinamikus, bár egyenértékű szögsebessége állandó.

DINAMIKUS TERHELÉSŰ CSAPÁGY

Dinamikus terhelésű a csapágy, ha a csapágyerő, és/vagy egyenértékű szögsebessége, (esetleg hőmérséklete) az idő függvényében változik.

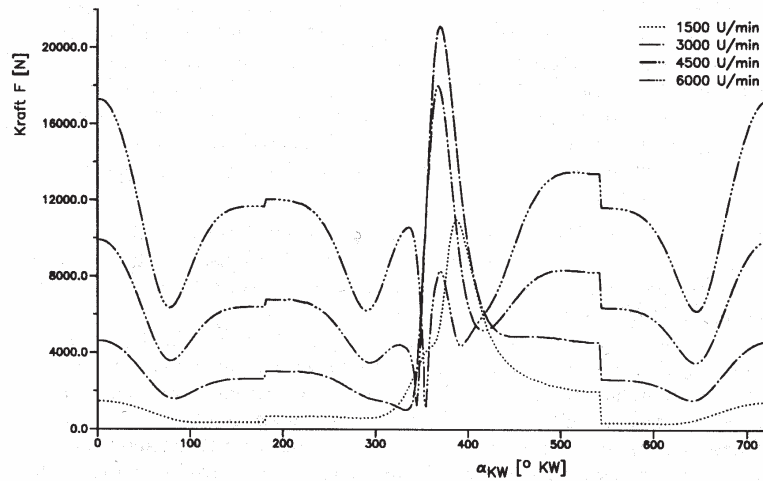
Megváltozik a relatív excentricitás, a tangenciális HD hatás mellett kiszorító HD hatás is megjelenik.

Forgattyús gépeknél ezek a változások rendszerint periodikusan ismétlődnek. Lehetőség van az ilyen üzemállapotú csapágyak kenésállapotának ellenőrzésére, a minimális kenőfilm vastagság számítására.

Számos eljárást kidolgoztak: Hahn, Booker, Blok, Someya, Czégi, Holland

BELSŐÉGÉSŰ MOTOR CSAPÁGY

A hajtórúdcsapágy terhelése különböző fordulatszámokon

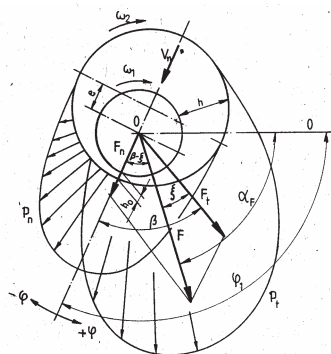


HOLLAND MÓDSZER

HOLLAND módszere.

Numerikus számítás: szakaszokra bontja a terhelés és a szögsebesség változás függvényét, és a **tangenciális és kizorító hatást** külön veszi figyelembe. Feltételezi, hogy a kizorító hatás a minimális kenőrés irányába hat, a tangenciális hatás pedig egyenlő a pillanatnyi relatív excentricitáshoz tartozó hidrodinamikai teherbírással. A terhelő erő és a tangenciális, valamint a kizorító komponens által bezárt szögek a következő összefüggésekből határozhatók meg:

HOLLAND MÓDSZER



A **sinus tételt** felírva az erő vektorok által meghatározott háromszögekre:

$$\frac{F_t}{F} = \frac{\sin(\beta - \xi)}{\sin(\pi - \beta)}$$

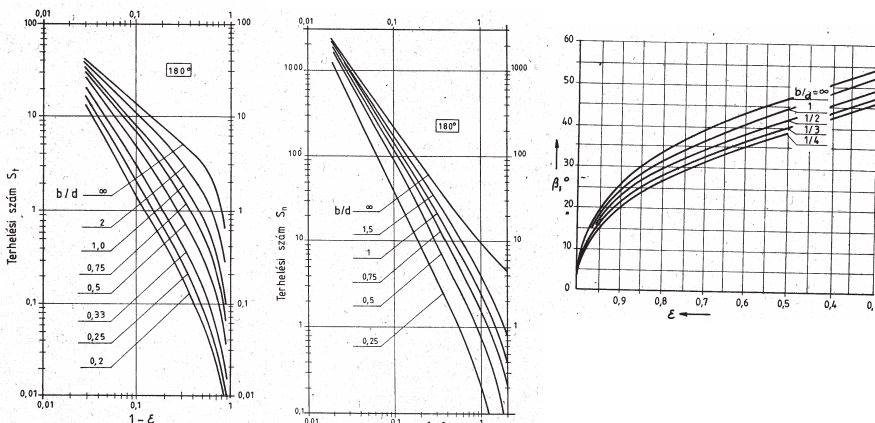
$$\frac{F_n}{F} = \frac{\sin \xi}{\sin(\pi - \beta)}$$

$$\frac{F_t}{F} = \frac{\sin(\beta - \xi)}{\sin \beta}, \quad \frac{F_n}{F} = \frac{\sin \xi}{\sin \beta}$$

A terhelés és az egyenértékű szögsebesség periodikus változását szakaszokra bontva meghatározható az adott pillanathoz tartozó F erő és ω_e egyenértékű szögsebesség nagysága.

HOLLAND MÓDSZER

A csapágy geometriai és üzemi jellemzőit (D, B, ψ , η) ismerve, és felvéve egy **önkéntes ϵ_1** értéket, **kiválaszthatók a hozzá tartozó S_t , S_n , β** , értékek. Ebből meghatározható választott időszakasz (szögelfordulás) alatt kialakuló excentricitás változás a következőképpen:



HOLLAND MÓDSZER

S_t ismeretében:
$$F_t = bd\eta\omega_e \frac{S_t}{\psi^2}$$

Ezt felhasználva:
$$\xi = \beta - \arcsin\left(\frac{F_t}{F} \sin \beta\right)$$

A szögek ismeretében:
$$F_n = F \frac{\sin \xi}{\sin \beta}$$

A kialakuló relatív excentricitás változás:
$$\Delta \varepsilon = \frac{F_n}{bd} \frac{\psi^2}{S_n \eta} \Delta t$$

amit hozzá adva a kezdeti ε_1 értékhez a számítási ciklus a fenti módon ismétlődik.
$$\Delta \varepsilon = \frac{F_n}{bd} \frac{\psi^2}{S_n \eta \omega_1} \Delta \omega_1 t$$

A számítást addig kell folytatni, amíg az önkényes ε_1 felvételből eredő hiba el nem tűnik. Ez rendszerint az erőváltozás ciklus 1/3 része után bekövetkezik.

Célszerű az t idő helyett az erőt és a szögsebességet a tengely $\alpha = \omega_1 t$ elfordulásának függvényében megadni, mert akkor a folyamatok változása könnyebben figyelemmel kísérhető.

E módszert elsősorban belsőgésű motorok csapágyainak méretezésére fejlesztették ki.

ANALITIKUS MÓDSZER

A terhelés dimenzió nélküli alakban is felírható:

$$S_t + S_n = S(t), \quad S(t) = \frac{F(\omega_1 t) \psi^2}{bd \omega_1}$$

CZÉGI JÓZSEF analitikus módszere:

Feltétel: nagy terhelés esetén a fenti egyenlet felírható a következő alakban:

$$S_t + \frac{1,6}{\omega_e} \frac{dS_t}{dt} = \frac{\omega_1}{\omega_e} S(\omega_g t)$$

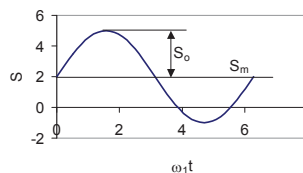
ω_g – az erőváltozás sebességét kifejező (gerjesztő) szögsebesség

Ismert $S(\omega_g t)$ terhelés függvényre az egyenlet megoldható, és ezzel a dinamikus üzemállapotban kialakuló minimális kenőfilm vastagság meghatározható. Egyszerű függvények (trigonometrikus, polinom, exponenciális stb.) esetén van analitikus megoldás.

ANALITIKUS MÓDSZER

Például megoldható az egyenlet sinusos erőváltásra is, ami pl. forgó tömeges rezgető berendezéseknél fordul elő:

$$S = S_m + S_o \sin(\omega_g t)$$



A megoldás:

$$S_t = \frac{\omega_1}{\omega_e} \left(S_m + \frac{S_o}{\sqrt{1+K}} \sin(\omega_g t + D) + C e^{-\frac{\omega_g t}{K}} \right) \quad D = \arctg K, \quad K = 1,6 \frac{\omega_g}{\omega_e}$$

Állandósult üzemállapotban:

$$S_t = \frac{\omega_1}{\omega_e} \left(S_m + \frac{S_o}{\sqrt{1+K}} \sin(\omega_g t + D) \right)$$

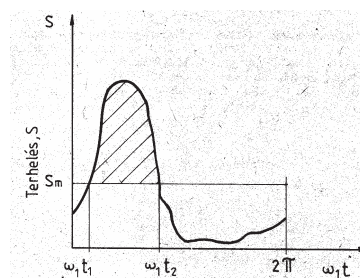
A minimális kenőfilm vastagság szempontjából ennek maximális értéke a fontos:

$$S_t = \frac{\omega_1}{\omega_e} \left(S_m + \frac{S_o}{\sqrt{1+K}} \right)$$

ANALITIKUS MÓDSZER

Számítások igazolják, hogy a csapágyak hidrodinamikai teherbírásának számításakor nem az erő nagysága, hanem az erő-idő függvény görbe alatti terület nagysága a mértékadó, és ezért ezek a függvények helyettesíthetők azonos területű sinus függvényekkel, amelyek középterhelése és amplitúdója a következőképpen számítható:

$$S_m = \frac{\int_0^{2\pi} S(\omega_1 t) d(\omega_1 t)}{2\pi}$$

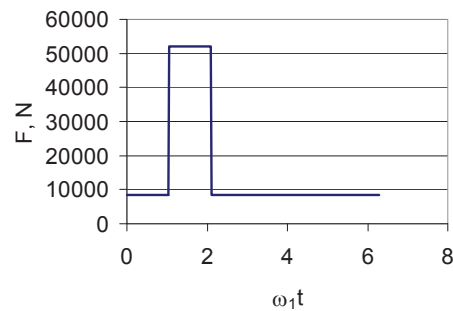


$$S_o = \frac{\pi}{2} \frac{\int_{\omega_1 t_1}^{\omega_1 t_2} (S(\omega_1 t) - S_m) d(\omega_1 t)}{\omega_1 t_2 - \omega_1 t_1}$$

$$\begin{aligned} \omega_1 t_2 - \omega_1 t_1 &= \varphi & \frac{\omega_g}{\omega_1} &= \frac{\pi}{\varphi} \\ \omega_g t_2 - \omega_g t_1 &= \pi & \omega_1 &= \varphi \end{aligned}$$

ANALITIKUS MÓDSZER

Felhasználható az analitikus módszer rövid ideig tartó dinamikus erőhatások figyelembevételére is.



Adatok	
F _{max} , N	52000
F _m	8500
η, 1/s	0,5
ω ₁	3,141593
φ	π/3
d, mm	70
b, mm	70
η, Pas	0,1
ψ	0,0006

Eredmények	
S _m	1,987813
S _o	16,73379
ω _g	3ω ₁
K	4,8
St	5,40074
ε	0,85
h _o , mm	0,00315

ANALITIKUS MÓDSZER

Nagy terhelés esetén ($\varepsilon > 0,9$) a kiszorító és a tangenciális hatásból eredő felhajtó erő skalárisan összegezhető, miután β kicsi: a két hatás közel egy irányban mutat. Ebben az esetben az

$$F_t + F_n = F(t)$$

$$\frac{F_t \psi^2}{bd\eta\omega_e} + \frac{F_n \psi^2}{bd\eta\dot{\varepsilon}\omega_e} = \frac{F(t)\psi^2}{bd\eta\omega_e}$$

$$S_t + \frac{S_n}{\omega_e} \frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{F(t)\psi^2}{bd\eta\omega_e}$$

Ez az egyenlet átalakítás után az előzőnél könnyebben kezelhető, és tetszőleges $F(t)$ erőváltozás függvényre numerikusan egyszerűbben megoldható:

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{\frac{F(t)\psi^2}{bd\eta} - S_t\omega_e}{S_n}$$

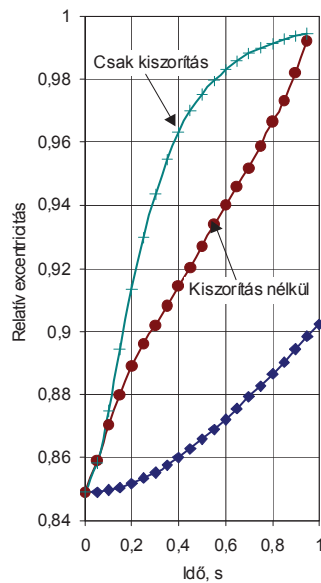
ANALITIKUS MÓDSZER

Reverzáló hengermű villamosmotor csapágyazás kenésállapotának ellenőrzése.

Megnevezés	Adat
Átmérő	580 mm
Szélesség	580 mm
Terhelés	350 000 N
Csapágyjáték	0,348 mm
Max. fordulatszám,	0,617 1/s
Kenőanyag	ISO VG 46
Üzemi hőmérséklet	60 °C
Üzemi viszkozitás	0,016 Pas
Irányváltás ideje	2 s

$$d\varepsilon = \frac{F \frac{\psi^2}{bd\eta} - S_t \omega}{S_n} dt$$

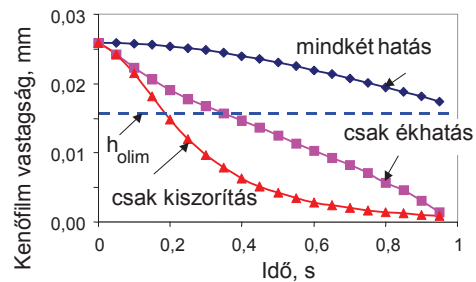
ANALITIKUS MÓDSZER



A számítás eredményei csak tangenciális mozgás, csak kiszorító mozgás, és a két hatásra együttes figyelembe vétele esetén

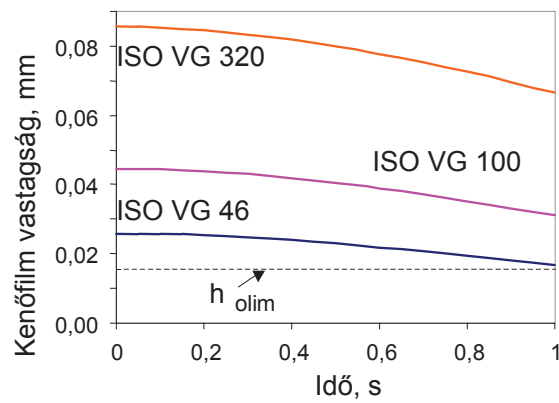
$$S_n = \frac{F \psi^2}{bd \eta \dot{\varepsilon}} = \frac{3\pi}{\sqrt{2}} \frac{1}{\sqrt{(1-\varepsilon)^3}}$$

$$S_t = \frac{F \psi^2}{bd \eta \omega_e} = \frac{1}{1-\varepsilon}$$



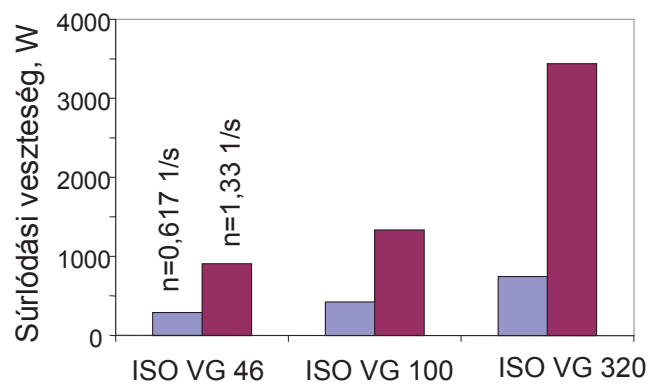
ANALITIKUS MÓDSZER

A kenőfilm vastagság változása különböző viszkozitás esetén



ANALITIKUS MÓDSZER

A viszkozitás növelése növeli a teljesítmény veszteséget, ha fennáll a folyadéksúrlódási állapot

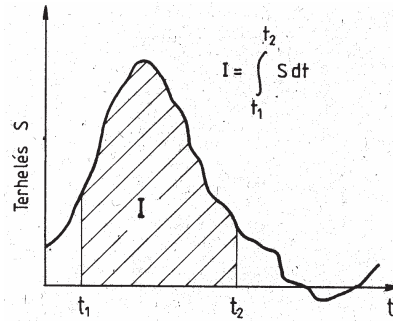


A súrlódási veszteség különböző viszkozitás esetén

IMPULZUS MÓDSZER

Lassú terhelés változás esetén $K \approx 0$, a teherbírást a tangenciális hatás határozza meg.

Gyors terhelés változáskor, ha $\omega_g \gg \omega_1$, a kizorító hatás mellett a tangenciális hidrodinamikai elhanyagolható. A teljes terhelést a kizorító hatás veszi fel.



$$S_n = \frac{F}{bd} \frac{\psi^2}{\eta} \frac{\partial \varepsilon}{\partial t}$$

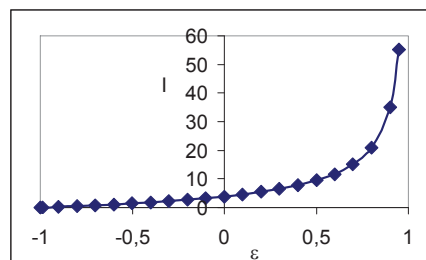
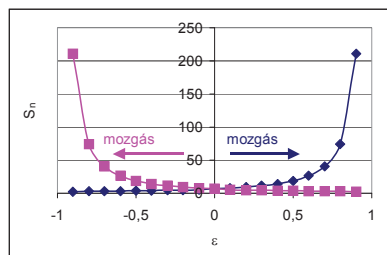
$$\int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} S_n d\varepsilon = \frac{1}{bd} \frac{\psi^2}{\eta} \int_{t_1}^{t_2} F dt$$

Egyszerűen szétválasztható differenciál egyenlet, amelyeknek azonban az integrálási határai ismeretlenek.

IMPULZUS MÓDSZER

A baloldali integrál felírható két határozott integrál különbségeként, amelyek tetszőleges ε értékekhez az $S_n(\varepsilon, b/d)$ függvény ismeretében meghatározhatók:

$$\int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} S_n d\varepsilon = \int_{-1}^{\varepsilon_2} S_n d\varepsilon - \int_{-1}^{\varepsilon_1} S_n d\varepsilon = I_2 - I_1 \quad I = \int_{-1}^{\varepsilon} S_n d\varepsilon$$



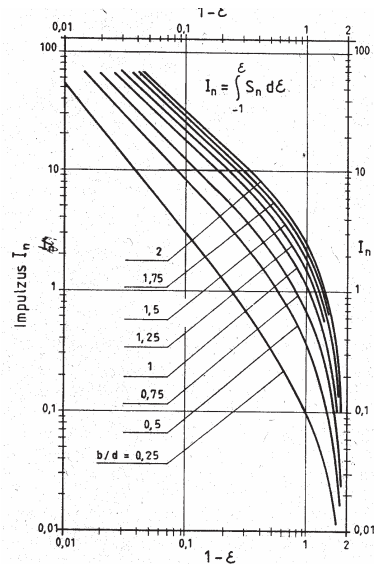
IMPULZUS MÓDSZER

Amennyiben az adott t_1 pillanatban ε_1 ismert (például) tangenciális hatásból, az erő növekedés hatására kialakuló ε_2 , és ezzel a minimális kenőfilm vastagság meghatározható:

$$\varepsilon_1 \Rightarrow I_1 \Rightarrow I_2 = I_1 + I \Rightarrow \varepsilon_2 \Rightarrow h_o$$

$$I_2 = I_1 + \frac{\psi^2}{bd\eta} \int_{t_1}^{t_2} F dt$$

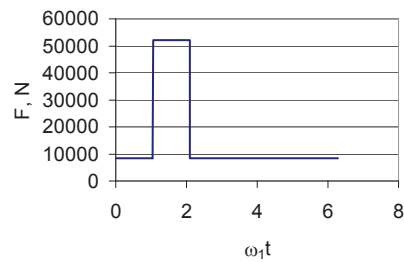
Ez az eljárás használható forgó tengely csapágyazásokra rövid ideig ható erős dinamikus erők hatásának meghatározására.



IMPULZUS MÓDSZER

A számítás menete:

$$\varepsilon_1 \Rightarrow I_1 \Rightarrow I_2 = I_1 + I \Rightarrow \varepsilon_2 \Rightarrow h_o$$

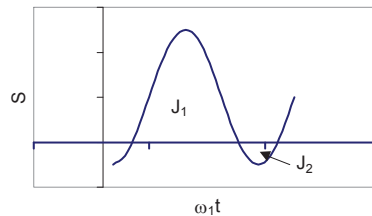


Adatok	
Fmax, N	52000
Fm	8500
n, 1/s	0,5
ω_1	3,141593
φ	$\pi/3$
d, mm	70
b, mm	70
η , Pas	0,1
ψ	0,0006

Eredmények	
Sm	1,99
ε_1	0,70
I_1	6,30
$t_2 - t_1$, s	0,33
I	10,65
I2	16,95
ε_2	0,86
h_o , mm	0,00294

IMPULZUS MÓDSZER

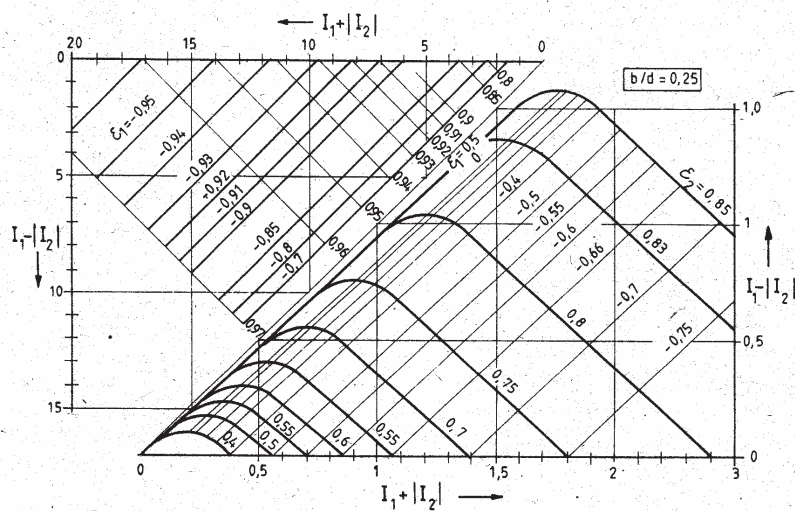
A kiszorító hatás csak akkor tarthat fenn folyamatosan tiszta folyadéksúrlódási állapotot, ha van ellentétes irányú impulzus is, különben a csapágy felületek előbb-utóbb összeérnek. Periodikus erőváltozás esetén:



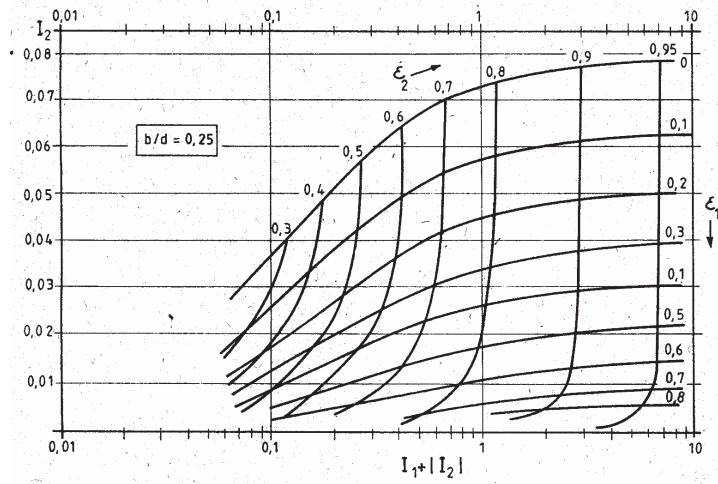
$$J_1 = \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} S_n d\varepsilon = I_{\varepsilon_2} - I_{\varepsilon_1} \quad J_2 = \int_{-\varepsilon_2}^{-\varepsilon_1} S_n d\varepsilon = I_{-\varepsilon_1} - I_{-\varepsilon_2}$$

ε_1 és ε_2 értékeket felvéve kiszámíthatók J_1 és J_2 értékei, megrajzolhatók a diagramok, amelyekből az erő változás ismeretében kiszámított J_1 és J_2 impulzusokhoz tartozó relatív excentricitás értékek megállapíthatók.

IMPULZUS MÓDSZER



IMPULZUS MÓDSZER



HAJTÓMŰVEK KENÉSE

Dr. Kozma Mihály

HAJTÓMŰVEK

A hajtóművek feladata: az energia továbbítása az erőgéptől a munkagépig, az azt jellemző mennyiségek átalakítása a munkagép igényeinek megfelelően. A hatékony megbízható működés érdekében a hajtásokat kenni kell:

- A villamos hajtásoknál nincsenek különleges tribológiai feladatok:
 - csúszó érintkezők
 - gördülőcsapágyak,
 - nagy méreteknél hidrodinamikus siklócsapágyak
 - kis méreteknél szinterbronz csapágyak.
- A hidrosztatikus hajtások
 - kenőolaj az energia továbbító (a hidraulikus munkaköz)
 - különleges csapágyazások
 - tömítések és vezető perselyek.
- Pneumatikus hajtások
 - tömítések,
 - vezető perselyek.

HAJTÓMŰVEK

A hajtások legnagyobb része **mechanikus hajtás**.

Tribológiai szempontból fontos részei:

- terhelést átadó elemek
- csapágyazások és vezetékek.
- tömítések.

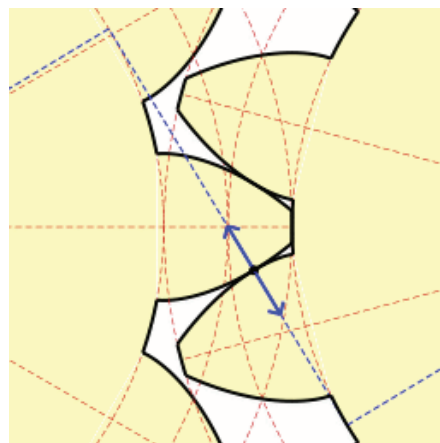
A nagy teljesítményű mechanikus hajtások:

- fogaskerék hajtóművek,
- fogaskerekes váltóművek,
- soktárcsás dörzsvariátorok,
- görgős vagy fogas lánchajtások
- szíjhajtások.

HAJTÓMŰVEK

Tribológiai szempontból különösen fontosak a

- nagyteljesítményű fogaskerék hajtóművek,
- bolygóművek
- a fokozott igénybevételnek kitett nagyméretű, lassújárású, gyakran nyitott kivitelű fogaskerék hajtások.



HAJTÓMŰVEK KENÉSE

A hajtómű kenés feladata:

- a terhelés átadó felületek és a csapágyak súrlódásának és kopásának csökkentése
- a berágódás és egyéb súlyos felületi károsodás megakadályozása.

A terhelést átadó felületek igénybevétele függ

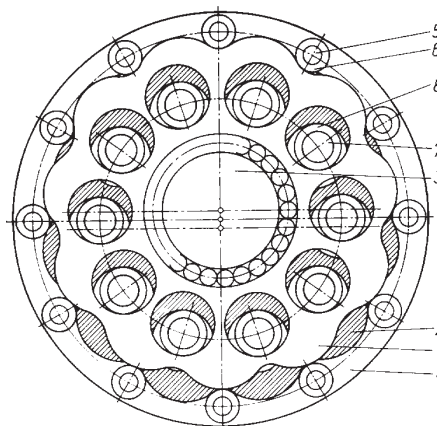
- a fogerőtől,
- csúszási és legördülési sebességétől,
- a fogprofil geometriai kialakításától
- a fogaskerék anyag mechanikai jellemzőitől
- a kenésállapottól (a kialakuló fogsúrlódási tényezőtől).

HAJTÓMŰVEK

Gyártástechnológiai okok miatt legelterjedtebb a hengeres fogaskerék hajtás.

A kerekek fogazata:

- legtöbbször evolvens fogazat
- ritkán körív profilú (pl. Wildhaber-Novikov) fogazat
- ciklois fogazat
- különleges fogazat.



HAJTÓMŰVEK

Az evolvens fogazatú hajtások teherbírását korlátozhatja:

- statikus fogtörés
- fogtő kifáradás
- fogfelszín kifáradás
- kopás
- berágódás.

A kopás és a berágódás tribológiai jellegű károsodás, ami függ:

- kenésállapottól (kenőanyagtól és a kenési módtól)
- fogaskerekek anyagától és kezelésétől
- a fogazat geometriájától
- üzemeltetési paramétereiktől.

HAJTÓMŰVEK

Kis sebesség tartományban ($v < 0,5$ m/s) rendszerint a kopás, **nagyon nagy sebesség** tartományban ($v > 50$ m/s) a berágódás korlátozhatja a teherbírást.

A két sebesség tartomány között,

- ha a fogaskerekek **nemesített acélból** készülnek, a felületi kifáradás,
- ha **betétedzett acélból**, a fogtörés okozza a fogaskerekek károsodását.

HAJTÓMŰVEK

A kopás és a berágódás döntő mértékben függ a kenésállapottól.

Cél az **elasztohidrodinamikai kenésállapot**, az elegendően vastag kenőfilm.

Az elasztohidrodinamikai kenőfilm vastagsága függ:

- a kenőanyag jellemzőitől: η_0 normál állapotú viszkozitásától és k viszkozitás-nyomás kitevőjétől,
- a kerek anyagjellemzőitől: E rugalmassági modulusuktól és ν Poisson tényezőjüktől,
- az érintkező felületek geometriai kialakításától: R főgörbületi sugaraiktól, és az érintkezési vonal b szélességétől,
- az üzemeltetési paraméterektől: az F terheléstől, és a v_t tangenciális sebesség komponensektől.

HAJTÓMŰVEK

Kenőanyag kiválasztása.

A kerületi sebesség alapján. DIN 51509 szerint:

amikor $v < 2$ m/s: **nagy viszkozitás, erősen tapadó kenőanyag** (pl. bitument tartalmazó olaj. Kenőanyag felvitel kézi ecseteléssel vagy felszórással.

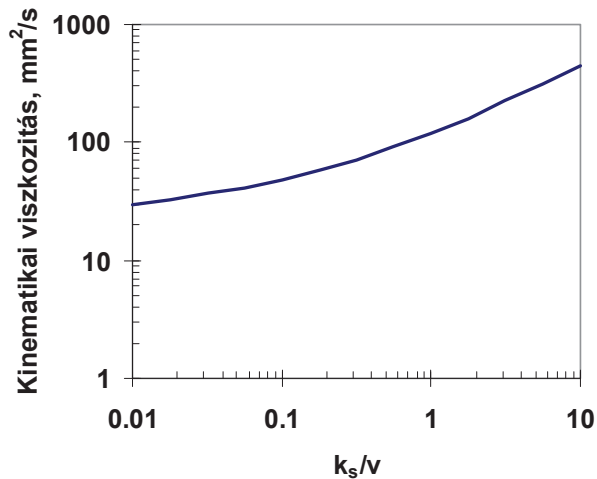
amikor $2 < v < 4$ m/s: **lágú hajtóműzsír** használható.

amikor $4 < v < 15$ m/s: **merülő olajkenés**. Viskozitás kiválasztás a kerületi sebesség és a tengelytávolság alapján. EHD kenőfilm vastagság ellenőrzése.

A DIN 51509 szabvány szerint a kenőolaj viszkozitás kiválasztása a terhelés/sebesség tényező (a k_s Stribeck palástnyomás tényező és a v sebesség hányadosa) szerint.

$$k_s = 3 \frac{F_t}{bd_{w1}} \frac{u + l}{u}$$

HAJTÓMŰVEK



$$k_s = 3 \frac{F_t}{bd_{wl}} \frac{u + l}{u}$$

$v > 15$ m/s rendszerint szivattyús olajozásra van szükség.

A kenőolajat fúvókák szétterítik a fogaskerék fogakon közvetlenül a kapcsolódásba lépés előtt.

Hengeres és kúp fogaskerék kenésére javasolt kenőolaj viszkozitás a k_s/v terhelés/sebesség paraméter függvényében.

Az átáramló olaj hűti a hajtóművet.

HAJTÓMŰVEK

Az acélból készült fogaskerék hajtópárok kenésére alkalmas a kenőolaj:

- ha az alapolaj viszkozitása elegendően magas (ISO VG-100... ISO VG 320)
- ha a négygolyós vizsgálat eredményei jók (berágódási terhelés 3000 N-nál nagyobb)
- FZG károsodási fokozat eléggé magas (9, vagy annál magasabb).

HAJTÓMŰVEK

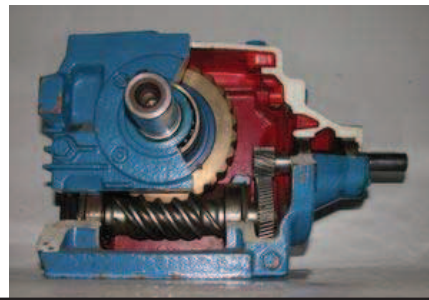
A csigahajtóművekhez a nagyobb csúszási sebességek miatt nagyobb viszkozitású,

sűrűlódás- és kopáscsökkentő adalékkal ellátott hajtóműolaj szükséges.

A kenőolaj szükséges viszkozitásának kiválasztása a terhelés (a csigakeréken kimenő M_2 [Nm] nyomaték), a sebesség (a csiga n_1 [1/min] fordulatszáma), és a geometriai méretek (az a [m] tengelytávolság) ismeretében képzett

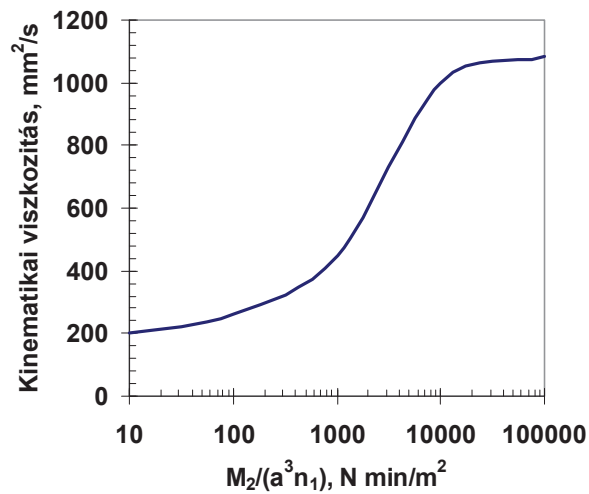
$$\frac{M_2}{a^3 n_1}$$

paraméter segítségével történhet:



HAJTÓMŰVEK

Csigahajtómű kenőolaj viszkozitásának kiválasztása



HAJTÓMŰVEK

A kenőanyag viszkozitás ellenőrzése.

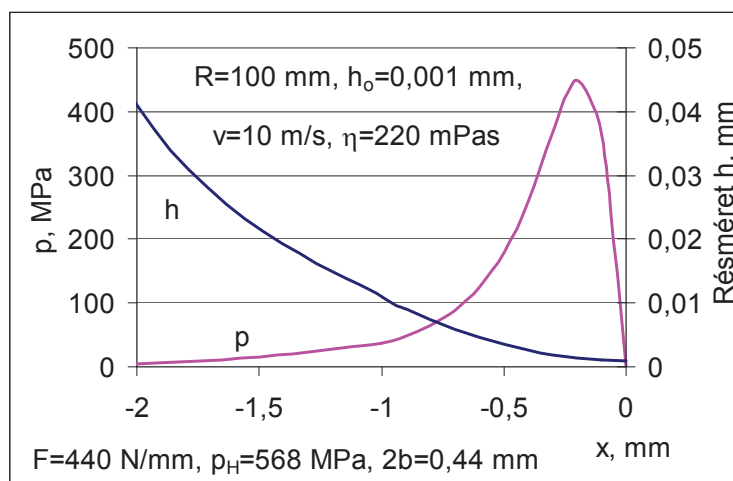
A kenőanyag viszkozitás megfelelő ha az acél fogaskerekek fogfelületeit vékony folyékony kenőfilm választja el egymástól (EHD kenőfilm)

A teherbíró kenőfilm kialakulását a fogak legördülése, a fogfelületek rugalmas alakváltozása, a kenőanyag viszkozitásának növekedése az érintkezési nyomás hatására, valamint a fogfelszín kis érdessége teszi lehetővé.

A kenőfilm vastagsága a fogaskerekek kerületi sebességétől, a fogak terhelésétől, az érintkező fogprofilok görbületi sugarától, a kenőanyag viszkozitásától és viszkozitás-nyomás kitevőjétől függ

A kenőfilm vastagsága az elasztohidrodinamikai kenélmélet alapján meghatározott összefüggésekkel számítható.

ELASZTOHIDRODINAMIKA



Ívelt felületek között kialakuló hidrodinamikai nyomás tangenciális mozgás esetén ($h_0=1$ μ m)

ELASZTOHIDRODINAMIKA

Dowson és Higginson dolgozott ki új megoldást: iterációval egyidejűleg oldották meg a Reynolds egyenletet és a rugalmasságtan alapegyenleteit, és ezzel figyelembe vették azt, hogy a kenőfilm alakja nem párhuzamos, hanem a kialakuló nyomás hatására megváltozik.

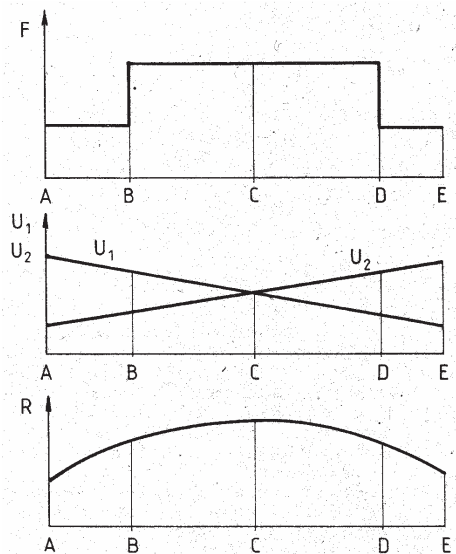
A számítások szerint a kenőfilm vastagság a legnagyobb mértékben a sebességtől függ, kisebb a kenőanyag és a szerkezeti anyag hatása, és ugyancsak kicsi a terhelés hatása. A kapott eredményt összefoglaló összefüggések:

$$\frac{h_o}{R} = 0,88(kE)^{0,6} \left(\frac{\eta_o U}{ER}\right)^{0,7} \left(\frac{bER}{F}\right)^{0,13}$$

$$\frac{h_o}{R} = 1,63(kE)^{0,54} \left(\frac{\eta_o U}{ER}\right)^{0,7} \left(\frac{bER}{F}\right)^{0,13}$$

ELASZTOHIDRODINAMIKA ALKALMAZÁSA

Miután evolvens fogazatú kerekek kapcsolódása folyamán változnak a kenőfilm vastagságot meghatározó mennyiségek: az egyenértékű görbületi sugár, a mértékadó sebesség, a terhelés, ezért rendszerint a számítást csak a főponti helyzetre határozzák meg:



HAJTÓMŰVEK

Dowson és Higginson által kidolgozott EHD kenőfilm vastagság számítására szolgáló összefüggés átalakításával a fogaskerékpár C főpontjában a kenőfilm vastagság következőképpen fejezhető ki:

$$h_{\min} = 2,65 \frac{k^{0.54}}{E^{0.03} p^{0.13}} K_{\eta} K_a K_u \quad p = \frac{F_t}{b \cos \alpha_w \cos \beta_b}$$

Tényező	Fogaskerékpár	Külső fogazat	Belső fogazat
K_u	Hengeres	$\frac{u^{0.43}}{(u+1)^{1.56}}$	$\frac{u^{0.43}}{(u-1)^{1.56}}$
	Kúpos	$\frac{u^{-0.27}}{(u^2+1)^{0.43}}$	
K_{η}	Hengeres és kúpos	$(2\pi n \eta_o)^{0.7}$	
K_a	Hengeres	$\frac{(a \sin \alpha_w)^{1.13}}{\cos^{1.56} \beta}$	
	Kúpos	$\frac{(R_m \sin \alpha_{wn})^{1.13}}{\cos^{1.56} \beta_m}$	

HAJTÓMŰVEK

A minimális kenőfilm vastagságot a fogfelületek R_{a1} és R_{a2} átlagos felületi érdességével elosztva számítható a résparaméter:

$$\lambda = \frac{2h_{\min}}{R_{a1} + R_{a2}}$$

Ha $\lambda > 2$, **főleg folyadék-súrlódási** állapot uralkodik, felszíni károsodás nem fordul elő.

Ha $\lambda < 0,7$, elsősorban a **határsúrlódási állapot** érvényesül, fennáll a fogfelület károsodás veszélye, ami a következő intézkedésekkel kerülhető el:

- Kis sebesség és alacsony hőmérséklet: súrlódás és kopás csökkentő felületaktív vagy szilárd kenőanyag adalék. A kopás intenzitás, kopási élettartam ellenőrizhető számítással.
- Nagy sebesség, magas hőmérséklet: EP adalék. Számítással ellenőrizni kell a berágódási biztonságot (pl. a Blok féle hőfokvillám, vagy az integrál hőmérséklet módszerével).

ELASZTOHIDRO DINAMIKA ALKALMAZÁSA

A berágódásra hatást gyakorol a felületek anyaga, állapota, a fogak kialakítása, és a kenőanyag.

a) ásványolajok

m1- $v_{50} = 119$ cSt,

m2- $v_{50} = 62,9$ cSt,

m3- $v_{50} = 14,1$ cSt

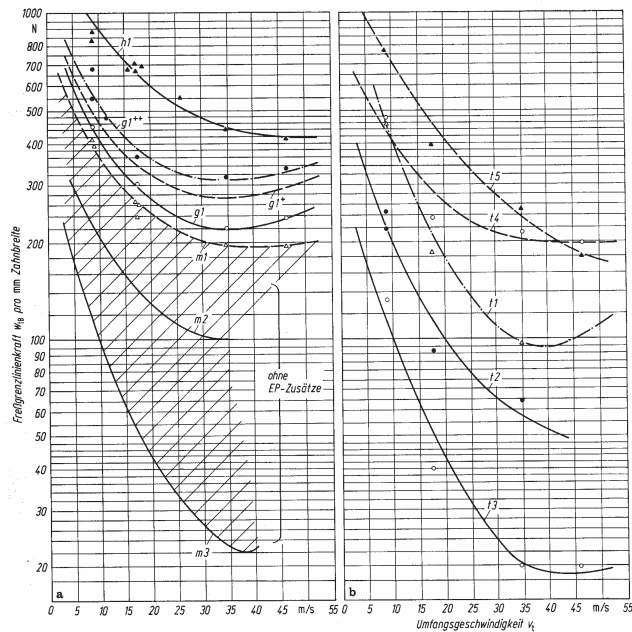
g_1 - h_1 +adalékok (S, Cl, P)

b) turbinaolajok

t_1 - $v_{100} = 10$ cSt

t_2 - $v_{100} = 9,2$ cSt

t_3 - $v_{100} = 6,2$ cSt



t_4, t_5 -EP adalékolású turbinaolaj. „A” fogalak DIN 51354

ELASZTOHIDRODINAMIKA ALKALMAZÁSA

Szintetikus olajok

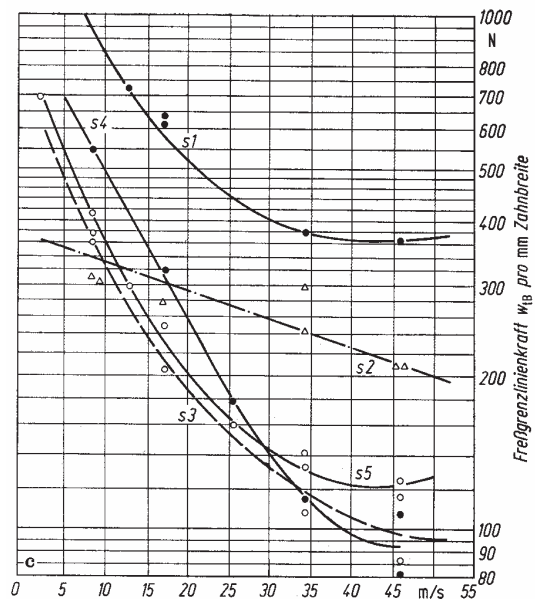
s1-Poliéter, $v_{50} = 105,8$ cSt,

s2- Poliglikol $v_{50} = 40,6$ cSt,

s3- Diészter $v_{50} = 9,8$ cSt,

s4- Komplex észter $v_{50} = 18$ cSt

s5- Észter $v_{50} = 26,3$ cSt



HAJTÓMŰVEK

Kopási élettartam számítása

A fogaskerekek kopása kedvező, amíg bejáródik, a fogprofilon kialakul a kedvező hordkép.

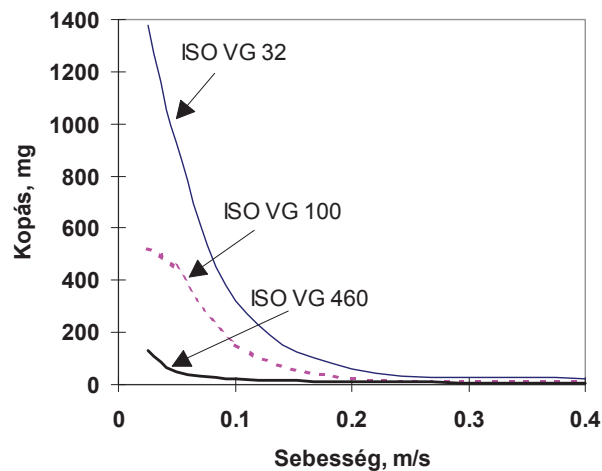
A **lassú járású fogaskerekek** ($v < 0,5 \text{ m/s}$), amelyek érintkező fogprofiljai között kialakuló EHD kenőfilm vastagsága nem haladja meg a $0,1 \mu\text{m}$ -t, folyamatosan kopnak, teherbírásukat elsősorban a fogprofil megengedett kopása határozza meg.

A fogaskerékpár kopási élettartama számítással ellenőrizhető.

A Müncheni Egyetem hajtástechnikai Laboratóriuma dolgozott ki erre eljárást. Vizsgálataik szerint az olajjal kent fogaskerekek kopása függ:

- a viszkozitástól,
- a kenőolaj adalék tartalmától és
- kerületi sebességtől.

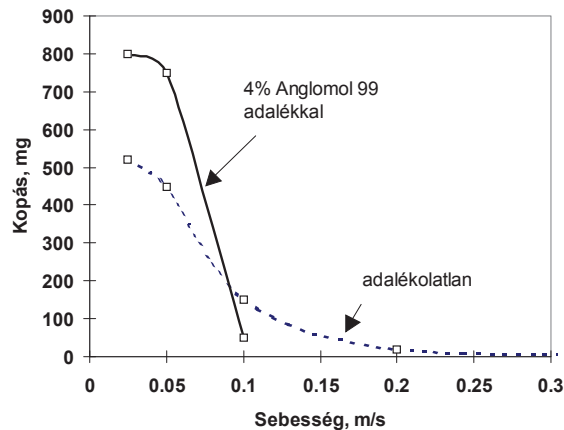
HAJTÓMŰVEK



Különböző viszkozitású ásványolaj alapú kenőolajjal kent betétedzett fogaskerékpár kopásának változása a kerületi sebesség függvényében 50kWh energia átvitele alatt. Fogalak: C

HAJTÓMŰVEK

A nagyteljesítményű hajtómű olajokhoz adott berágódást gátló adalék a kopást nem csökkenti, hanem megnöveli.



Adalékolt és adalékotlan ISO VG 100 ásványolaj alapú kenőolajjal kent betétedzett fogaskerékpár kopásának változása a kerületi sebesség függvényében

HAJTÓMŰVEK

4 % ólomnaftenát valamint 2 % MoS₂ tartalmú alapolajok 50-70 %-al csökkentették a fogaskerek kopását, az alapolajjal kent kerekéhez viszonyítva.

A lekopott anyagmennyiség számítására, kísérleti eredményeik alapján az alábbi empirikus összefüggést írták fel:

$$W_I = C_{IT} \left(\frac{\sigma_H}{\sigma_{HT}} \right)^{1,4} \frac{\rho_C \cdot \zeta_W}{\rho_{CT} \cdot \zeta_{WT}} 60n$$

ahol W_I a lekopott anyagréteg vastagsága, mm/óra; C_{IT} kopástényező, mm/fordulat; σ_H a Hertz feszültség, N/mm²; ρ_C az egyenértékű görbületi sugár a főpontban, mm; ζ_W az átlagos relatív csúszás; n az érintett fogaskerék fordulatszáma, 1/min.

HAJTÓMŰVEK

Az érintkezési feszültség:

$$\sigma_s = 478 \sqrt{\frac{F_t u + l}{bd_{w1} u}}$$

Az átlagos relatív csúszás az

A és az E pontbeli relatív csúszások és a részkapcsolószámok

$$\zeta_E = 1 - \frac{\rho_{E2}}{u\rho_{E1}}, \quad \zeta_A = 1 - \frac{u\rho_{A1}}{\rho_{A2}}$$

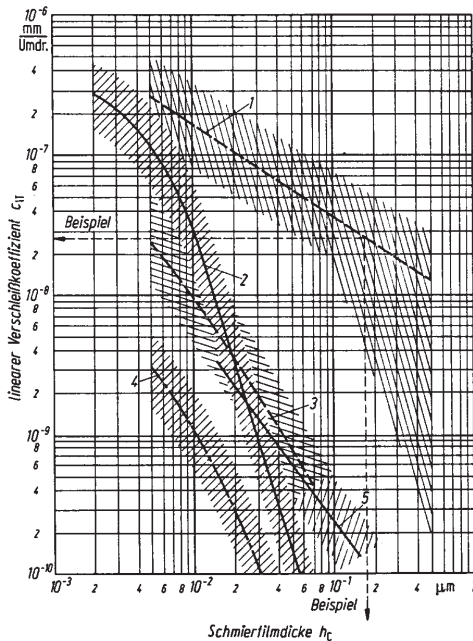
szorzatának összege:

$$\zeta_W = \varepsilon_1 \zeta_E + \varepsilon_2 \zeta_A$$

T indexel jelölt mennyiségek a kísérleti fogaskerekekre kiszámított értékek. A 4. ábrán megadott kopástényező meghatározásakor használt fogaskerékpár jellemzői:

egyenértékű görbületi sugár, mm	$\rho_{CT} = 8,4$
átlagos relatív csúszás	$\zeta_{WT} = 0,74$
Hertz feszültség, N/mm ²	$\sigma_{HT} = 635$, illetve 1160.

HAJTÓMŰVEK



A kopástényező változása a kenőfilm vastagság függvényében.

Anyagpárok:

- 1) betétedzett/nemesített acél,
- 2) betétedzett/betétedzett acél,
- 3) nemesített/ nemesített acél,
- 4) nitridált/nitridált acél,
- 5) betétedzett/betétedzett acél zsírkenéssel

HAJTÓMŰVEK

A geometriai adatok számítása

Megnevezés	Összefüggés
Fogszámok, fogszám viszony	$z_1, z_2, u = z_2 / z_1$
Szerszám modul, mm	m
Szerszám kapcsolószöge, fogmagasság és foghézag tényezője	rendszerint $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$, $c = 0,25$, de eltérő értékek is választhatók
Fogferdeség szöge	β
Elemi tengelytávolság, mm	$a = (z_1 + z_2)m / (2 \cos \beta)$
Osztókör átmérő, mm	$d_{1,2} = z_{1,2}m / \cos \beta$
Homlok kapcsolószög az osztóhengeren	$\alpha_t = \arctan(\tan \alpha / \cos \beta)$
Alapkör átmérő, mm	$d_{b1,2} = d_{1,2} \cos \alpha_t$
Gördülőkör átmérők, mm	$d_{w1} = a_w / (u + 1)$, $d_{w2} = u d_{w1}$
Homlok kapcsolószög a gördülő hengeren	$\alpha_{wt} = \arcsin(d_b / d_w)$
Profileltolás tényezők összege	$x_1 + x_2 = (\operatorname{inv} \alpha_{wt} - \operatorname{inv} \alpha_t)(z_1 + z_2) / (2 \tan \alpha)$
Fogfejmagasság, mm	$h_{a1,2} = (h_a^* + x_{1,2} + k)m$, ahol $k = (a_w - a) / m - x_1 - x_2$
Fogláb magasság, mm	$h_f = (h_a - x + c)m$,
Fejkör átmérő, mm	$d_a = d + 2h_a$
Lábkör átmérő, mm	$d_f = d - 2h_f$

HAJTÓMŰVEK

Rész kapcsolószámok	$\varepsilon_1 = \frac{z_1}{2\pi} \left(\sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{d_{b1}}\right)^2 - 1} - \tan \alpha_{wt} \right)$ $\varepsilon_2 = \frac{z_2}{2\pi} \left(\sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{d_{b2}}\right)^2 - 1} - \tan \alpha_{wt} \right)$
A ponti evolvens görbületi sugarak, mm	$\rho_{A2} = 0,5 \sqrt{d_{a2} - d_{b2}}$ $\rho_{A1} = a \sin \alpha_{wt} - \rho_{A2}$
E ponti evolvens görbületi sugarak, mm	$\rho_{E1} = 0,5 \sqrt{d_{a1} - d_{b1}}$ $\rho_{E2} = a \sin \alpha_{wt} - \rho_{E1}$
A C főpontbeli görbületi sugarak és az egyenértékű görbületi sugár, mm	$\rho_{C1,2} = 0,5 d_{w1,2} \sin \alpha_{wt}$, $\rho_C = 0,5 a \frac{u}{(1+u)^2} \sin \alpha_{wt}$

HAJTÓMŰVEK

A megengedhető kopás mértékét

- a fogprofil torzulás (a futás egyenlőtlenség, a dinamikai hatások és a zajszint növekedése),
- a kemény felületi réteg vastagsága,
- a fogfej kihegyesedése vagy
- a fogtő gyengülése korlátozza.



HAJTÓMŰVEK

Csigahajtópárok kopásának számítása

A kopási élettartam biztonsági tényezője számítható a kísérletekkel meghatározott **kopásslárdságból** (megengedett Hertz feszültségből)

- a fellépő Hertz feszültséget
- az anyagpárt
- a felületi érdességet, és
- a sebesség viszonyokat figyelembe vevő (szintén kísérleti úton meghatározott) tényezők ismeretében.

HAJTÓMŰVEK

A kopással szembeni biztonsági tényező a következőképpen számítható:

$$S_w = \sigma_k W_P W_R W_v / \sigma_w$$

ahol σ_k - megengedett érintkezési feszültség,

W_P - az anyagpár tényező

W_R - a felületi érdesség tényező: $R_{zo} = 3 \mu\text{m}$ - a kísérleti csiga, R_z - a számított csiga egyenetlenség magassága, .

$$W_R = \sqrt[4]{R_{zo} / R_z}$$

W_v - a sebesség tényező: v_{go} , m/s - kísérleti jellemző sebesség, $v_{gm} = v_{1m} / \cos \gamma_m$, m/s - a csiga fogprofil menti közepes csúszási sebessége, n_1 , 1/min - a csiga fordulatszáma, $v_{1m} = d_{m1} n_1 / 60$ - csiga kerületi sebessége

$$W_v = \sqrt[4]{n_1 \frac{(v_{go} + v_{gm}^{1,5})}{uv_{gm}}}$$

$u = z_2 / z_1$ - fogsám viszony

HAJTÓMŰVEK

A megengedhető lekopott anyagmennyiséget

- a kenőolajban felhalmozódó lekopott anyag mennyisége
- vagy a csigakerék fog alakjának megváltozása (kihegyesedése, fogtő szilárdságának csökkenése) vagy (a mindkét forgásirányban működő hajtóműveknél)
- a foghézag növekedése korlátozza.

A **fog kihegyesedés** elkerülése érdekében a kopásból eredő fogvastagság csökkenés ne haladja meg az m_n normálmodul 30%-át ($\Delta s_n \leq 0,3m_n$);

a **fogtő szilárdság** biztonsági tényezője Δs_n fogvastagság elkopás hatására az alábbi értékkel csökken:

$$\left(1 - \Delta s_n / (2m_n)\right)^2$$

HAJTÓMŰVEK

A fenti megfontolások alapján meghatározott, a kopás miatt megengedett Δs_n fogvastagság csökkenéséből a lekopott anyag tömege jó közelítéssel a következőképpen számítható: (ahol d_{m1} , mm, - a csiga osztóhenger átmérője, α - szerszám-kapcsolószög, ρ_k - a csigakerék anyag sűrűsége.

$$\Delta m = 1,5 \Delta s_n z_2 m_n d_{m1} \rho_k / (10^6 \cos \gamma_m \cos \alpha)$$

A Hertz feszültség:

$$\sigma_w = Z_E Z_\rho \sqrt{1000 K_A M_2 / a^3} \quad \frac{1}{Z_E} = \sqrt{\frac{1}{\pi} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}$$

felület görbületét kifejező jellemző (Z1, ZA, ZN, ZK csigára

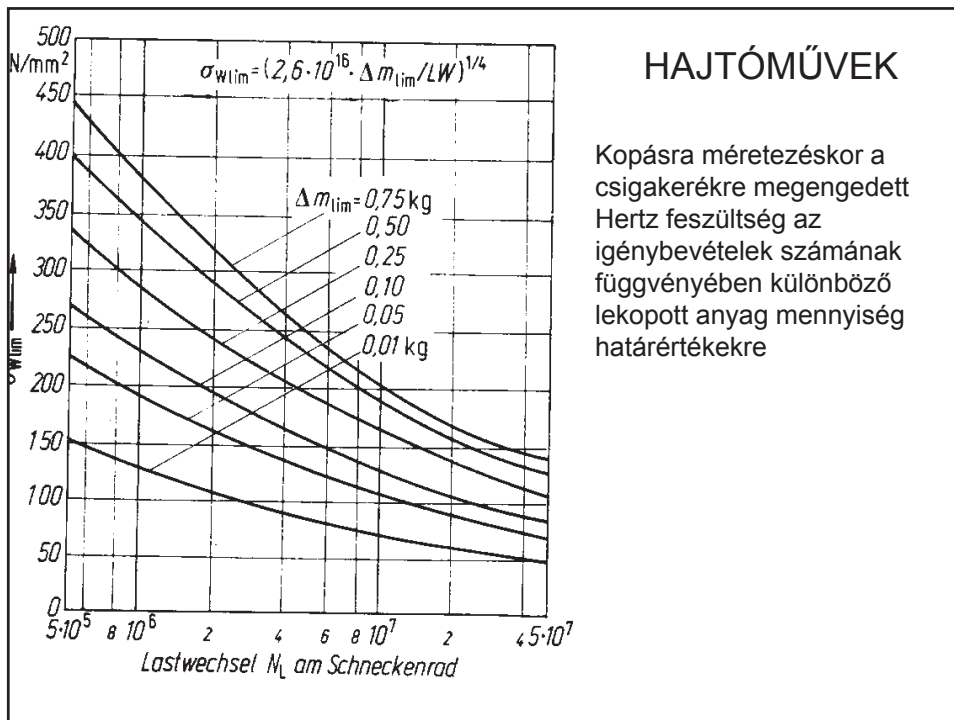
$$Z_\rho = 2,05 \left(\frac{d_{m1}}{a} \right)^{-0,34}$$

ZH csigára: $Z_\rho = 1,86 \left(\frac{d_{m1}}{a} \right)^{-0,34}$

HAJTÓMŰVEK

Csigahajtópár kopásának számításához szükséges adatok

Csigakerék anyaga	CuSn12	CuSn12	CuSn12Ni	CuSn12Ni	CuSn14	CuZn11Ni	CuAl1Ni	
Csiga anyaga	16MnCr5	42CrMo4	16MnCr5	42CrMo4	16MnCr5	16MnCr5	16MnCr5	
Ásványolaj+EP	Wp	1	0,63	,57	1,21	0,74	1,30	0,63
	v_{go} , m/s	0,11	0,65	0,13	0,06	0,34	0,04	0,86
Szintetikus olaj	Wp	1,71	1,56	1,15	-	2,28	1,62	-
	v_{go} , m/s	0,10	0,85	0,10	-	0,06	0,005	-
Kerék anyag sűrűsége, ρ_k , mg/mm ³	8,8	8,8	8,8	8,8	8,9	8,3	7,4	
rugalmassági modulusa, E_2 , N/mm ²	88300	88300	98100	98100	92700	98100	122600	
Acél csigával párosítva Z_E , N/mm ²	147	147	152	152	150	152	164	



HAJTÓMŰVEK

Berágódási biztonság számítása

A hengeres és kúp fogaskerekek berágódási teherbírásának (berágódás elleni biztonsági tényezőjének) számítására használt eljárások:

- Niemann határnyomatéokra alapított számítási eljárása [6].
- A Blok fogfelület hőmérséklet csúcs (hőfokvillám) számítása [7, 8].
- A fogfelületeken kialakuló átlagos hőmérséklet (integrál hőmérséklet) számítása. [1, 7]

A fogfelületeken kialakuló átlagos súrlódási tényezőt meghatározva a fogazat terhelésének, sebességének, geometriai viszonyainak, anyagának és a tengelytávolságnak ismeretében számítható a T_{int} **átlagos fogfelszín hőmérséklet emelkedés**, amelyet a keréktest (szintén számított) hőmérsékletéhez hozzáadva adódik a fogfelület átlaghőmérséklete:

HAJTÓMŰVEK

Az integrál hőmérséklet számítás módszere szerint:

- a berágódás oka az, hogy a fogfelület **átlaghőmérséklete** meghaladja a rendszerre jellemző kritikus értéket,
- a fogfelület átlaghőmérséklete az olaj hőmérsékletétől, a terheléstől, a súrlódási tényezőtől valamint a csúszási és gördülési sebességtől függ,
- a berágódási biztonság függ a kenőanyagtól, a fogaskerekek anyagától, valamint a hőelvezetés körülményeitől (a kenés módjától).

HAJTÓMŰVEK

A keréktest **átlaghőmérséklete**: $T_M = [T_{OL} + 0,7 T_{VINT}] X_S$

ahol T_{OL} – olajhőmérséklet, T_{VINT} – a fogfelület átlagos hőmérséklet emelkedése, X_S - a kenéstényező: merülő olajozáskor $X_S = 1$, szivattyús olajozáskor $X_S = 1,2$;

Az integrál hőmérséklet: $T_{int} = T_M + 1,5 T_{VINT}$.

ahol a fogfelületen kialakuló átlagos hőfokemelkedés egyenlőnek vehető a Blok szerint a kiskerék fejköri pontjában számított hőmérséklet emelkedés és a kapcsolószámot figyelembe vevő X_ε tényező szorzatával:

$$T_{VINT} = T_{VE} X_\varepsilon = X_\varepsilon \mu_B \left[\frac{X_M X_{BE} w_{tB}^{0,75} v_t^{0,5}}{X_{Ca} X_Q a^{0,25}} \right]$$

HAJTÓMŰVEK

Az átlagos fogsúrlódási tényező:

$$\mu_B = 0,045 \left[\frac{F_{bt} K_A \cos \beta}{b v_{\Sigma C} \rho_C} \right]^{0,2} \eta_M^{-0,05} X_R$$

F_{bt} - a fogra ható normális irányú erő,

$v_{\Sigma C}$ - a fogfelület érintőirányú sebességeinek összege,

$$v_{\Sigma C} = 2v_t \sin \alpha_{wt}$$

ρ_C - a főpontban az egyenértékű görbületi sugár,
 η_M - a kenőolaj viszkozitása a keréktest hőmérsékletén,

X_R - az érdesség tényező.

$$X_R = 3,8 \left(\frac{R_a}{d_1} \right)^{0,25}$$

$$R_a = 0,5(R_{a1} + R_{a2})$$

HAJTÓMŰVEK

Acél kerekre az anyag-tényező:

$$X_M = 50 \text{ KN}^{-0,75} \text{ s}^{0,5} \text{ m}^{-0,5} \text{ mm}$$

A geometriai tényező:

$$X_{BE} = 0,5 \sqrt{(u+1)} \frac{\sqrt{\rho_{E1}} - \sqrt{\frac{\rho_{E2}}{u}}}{\sqrt[4]{\rho_{E1} \rho_{E2}}}$$

w_{tB} - a fognyomás ahol a különböző K tényezők a külső dinamikus erőhatást, a foghossz menti és a fogak közötti terhelés eloszlás egyenlőtlenségét veszik figyelembe.

$$w_{tB} = \frac{F_t}{b} K_A K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{B\gamma}$$

Az X_Q kapcsolódási tényező, és az X_{Ca} foglengésési tényezők értékei szakirodalomban található táblázatokból kiválaszthatók.

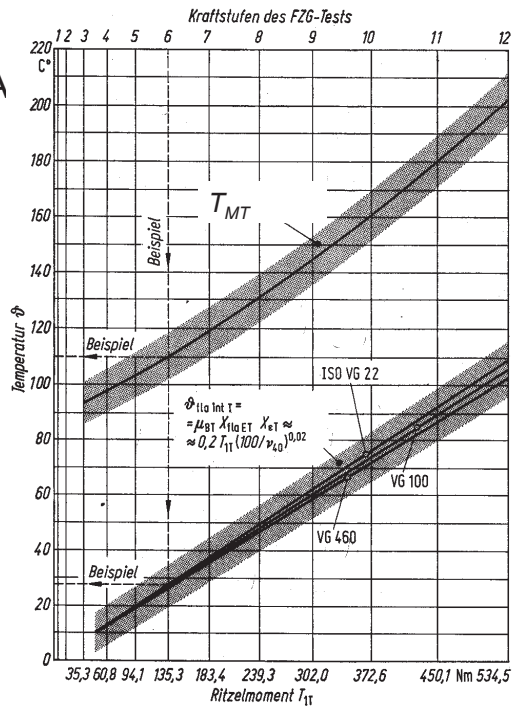
Az FZG (FZG-TEST A/8,3/90) kísérlettel meghatározott keréktest T_{MT} hőmérséklet és T_{VINTT} fogfelület integrál hőmérséklet adott teljesítményfokozathoz tartozó értéke leolvasható, a **berágódási hőmérséklet** számítható:

$$T_{SINT} = T_{MT} + 1,5 T_{NINTT} X_{WT}$$

X_{WT} – anyagszerkezet és felület bevonat tényező.

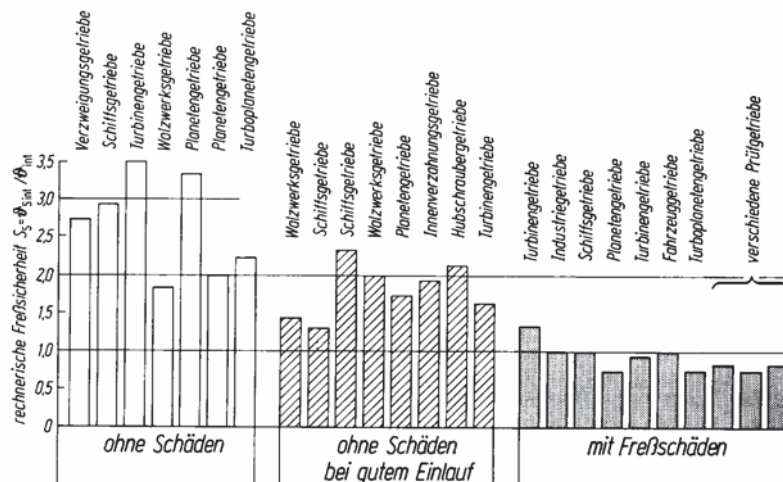
$$S_S = \frac{T_{Sint}}{T_{int}}$$

HA



HAJTÓMŰVEK

25 ipari fogaskerék hajtómű számított berágódási biztonsági tényezője



HAJTÓMŰVEK

A **csigahajtópárok** a nagy relatív csúszás miatt **berágódásra** sokkal inkább hajlamosak, mint a fogaskerekek, ennek ellenére nem dolgoztak ki méretezési eljárást a berágódási biztonsági tényező számítására.

Ez elsősorban azzal magyarázható, hogy nagy az érintkezési felület, kicsi az érintkezési feszültség, kedvező siklási tulajdonságú az anyagpárosítás, viszonylag kicsi a súrlódási tényező (a melegedés csökkentése és a hatásfok javítása érdekében a kenőanyag súrlódáscsökkentő adalékot tartalmaz), ezért helyesen legyártott csigahajtópáron berágódás csak túlhevülés, vagy helytelen beállításból illetve túl nagy alakváltozásból eredő egyenetlen terheléssel (élenfutás) vagy kenési elégtelenség következtében alakulhat ki.

HAJTÓMŰVEK

NAGYMÉRETŰ, LASSÚJÁRÁSÚ NYITOTT FOGASKERÉK
HAJTÓMŰVEK KENÉSE.

Csökemencék, aprítógépek, szárítódobok, kondicionáló berendezések stb. hajtása.



HAJTÓMŰVEK

Fő jellemzőik:

- nagy terhelés
- nagy tengelytávolság
- nagy modul (25-60 mm)
- nagy kerékszélesség (1200 mm-ig)
- IT 8-IT 11 gyártási pontosság
- nagy áttétel (6-15).



HAJTÓMŰVEK

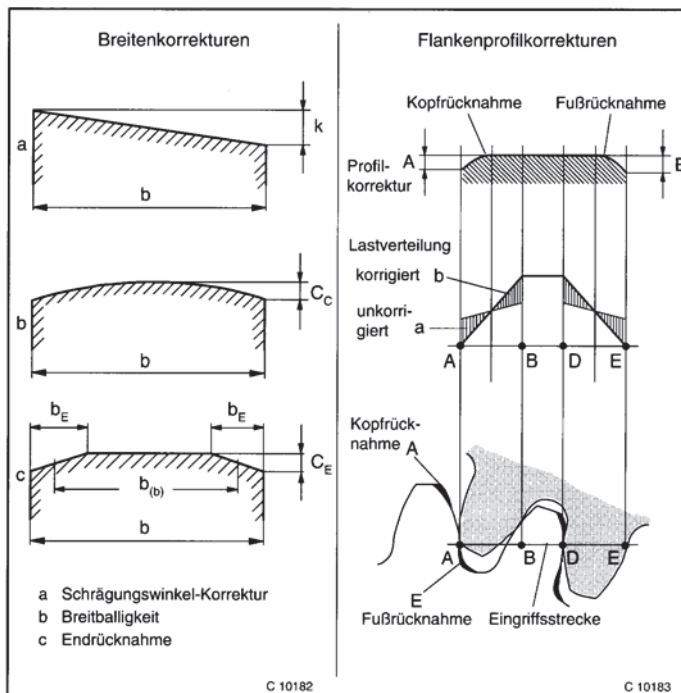
A nagy terhelés okozta rugalmas alakváltozások, a gyártási és szerelési pontatlanságok miatt a fogaskerekek felületén: a fogak hossza és magassága mentén **nem egyenletes a terhelés eloszlás**, nem alakul ki egyenletes hordkép: helyi túlterhelések miatt berágódás, és felületi kifáradás keletkezik.

Növelik a fogaskerekek szilárdságát, edzett és köszörült kiskerék.

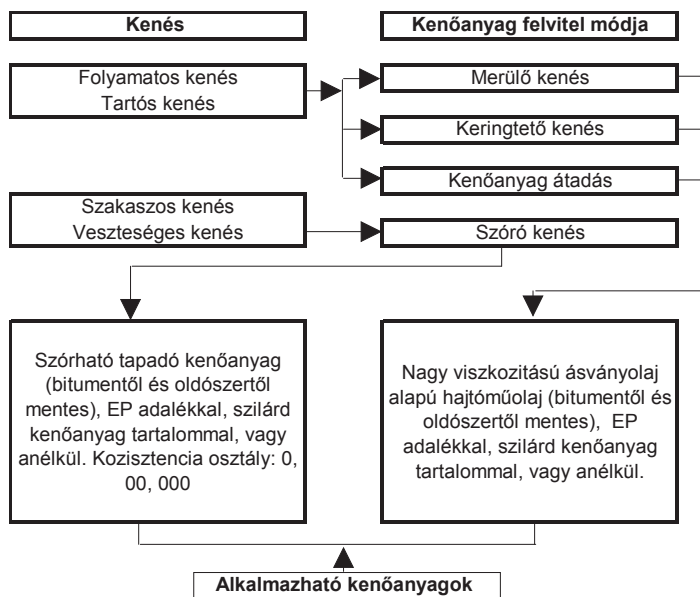
Nagyszilárdságú, kemény acélból fogaskerék érzékenyebb a fogirány hibákra

A kemény fogaskerekeken a **fog szélessége és magassága mentén korrekciót alkalmaznak**: a fog két szélét lenyesik, donga fogazatot, vagy a fogaskerék elcsavarodását figyelembe vevő hossz korrekciót használnak, valamint a fogfejnél és a fogtónél foglenyesést alakítanak ki

HAJTÓMŰVEK



HAJTÓMŰVEK KENÉSE



HAJTÓMŰVEK KENÉSE

Folyamatos kenés

Merülő kenés

Akkor hatékony, ha a kenőanyag

- nem tartalmaz oldószert
- folyékony, nem képez gátakat a fogfelületen,
- nagy a VI, nincs kenőanyag melegítés vagy hűtés,
- kis párolgási veszteség
- könnyű az olajcsere, az olajellátás
- magas FZG terhelési fokozat

Közvetítőkeres kenés:

a terhelést átadó fogaskerék helyett közvetítő kerék merül a kenőanyagba és hordja azt fel a fogaskerekre. Csak egyenes fogazatú kerekknél használható. Előnyös, mert nem jut feleslegesen sok kenőanyag a fogfelületre.

HAJTÓMŰVEK KENÉSE

Keringtető kenés esetén önálló hajtással rendelkező szivattyú szállítja a kívánt mennyiségű kenőanyagot a fogfelületre. Előnyös, mert mindig megszűrt tiszta kenőanyag jut a fogak közé.

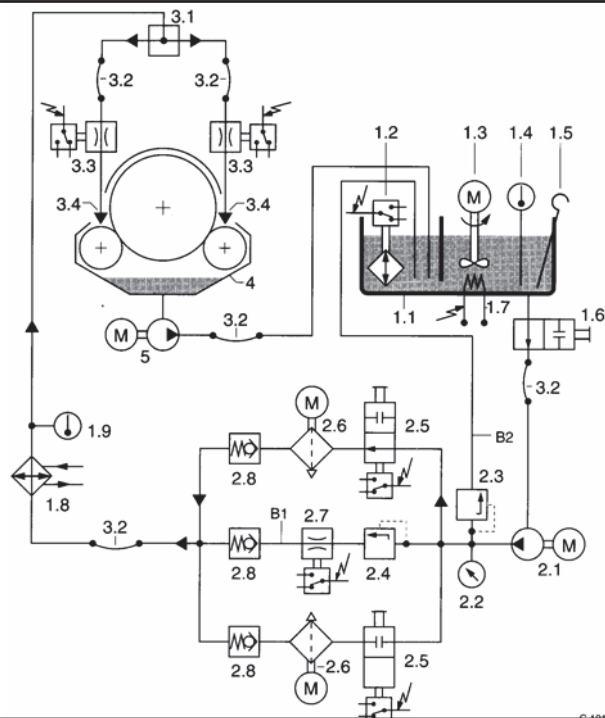
Speciális kenőrendszerre van szükség, amely alkalmas arra, hogy a nagyméretű fogaskerek **nagy viszkozitású kenőanyagát** a kenendő felületekhez szállítsa.

A kenőanyag szivattyút **töltőszivattyúval** látják el, és mindig két szűrőt építenek be, annak érdekében, hogy a hatékony szűrést állandóan fenntarthassák.

A kenőanyag ellátást a kenőberendezés automatikusan ellenőrzi, és rendellenes működés esetén vészjelzést ad, sőt a gépet automatikusan le is állíthatja.

HAJTÓMŰVEK KENÉSE

Két meghajtó fogaskerekes forgódob fogaskerék hajtásának keringtető kenőrendszere.



HAJTÓMŰVEK KENÉSE

Szakaszos kenés.

- A kenőanyagot meghatározott időközönként juttatják a súrlódó felületekre.
- Veszteséges kenés.
- Vizsgálni kell a gazdaságosságot: a felhasznált kenőanyag elvész, de nem szabad meggondolatlanul korlátozni a kenőanyag mennyiséget, mert az kenési elégtelenséget okozhat.
- Kenési módszerek:
 - 1. kézi pisztollyal felszórás, és
 - 2. automatikus szóró rendszer.

HAJTÓMŰVEK

A korszerű kenés az alábbi három szakaszból áll:

- A. alapozás és kezdő kenés
- B. bejárató kenés
- C. üzemi kenés.

Valamennyi szakaszra külön kenőanyagot fejlesztett ki.

Az **alapozásra** erősen adalékolt, grafitot tartalmazó kenőanyag, amely:

- védi fogazatot üzembe helyezés előtt a korróziótól,
- szerelés után az első körbeforgatáskor gondoskodik a kenésről, megakadályozva a károsodásokat,
- festék anyagként lehetővé teszi menet közben a hordkép közelítő meghatározását,
- az automatikus szóró rendszer pontos beállításáig megvédi a fogakat a berágódástól.

Az alapozó kenőanyag bitument, ólmot nem tartalmaz.

HAJTÓMŰVEK

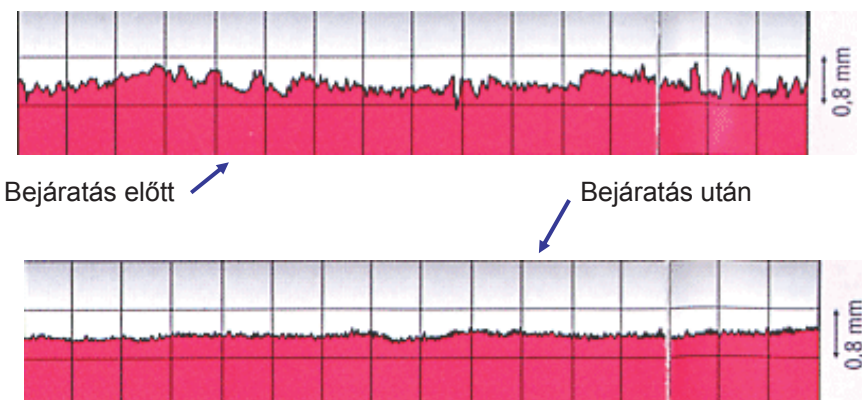
A **bejárató kenőanyagok** különleges adalékokat tartalmaznak, amelyek elősegítik az intenzívebb mechano-kémiai kopást, és ezzel a gyorsabb bejárást, lekoptatva a kiemelkedő érdesség csúcsokat és csökkentve a helyi túlterhelést.

Egyúttal EP hatásukkal ugyanakkor megakadályozzák a berágódást. Lágy zsírokat és nem newtoni viselkedésű nagy viszkozitású kenőolajokat egyaránt használnak felszórta bejárató kenőanyagként a fent említett tulajdonságokat nyújtó adalékokkal kiegészítve.

A bejáratást nagy gondossággal kell elvégezni, és rendszerint hosszú időre van szükség (240-360 üzemóra)

HAJTÓMŰVEK

A bejáratás jelentős mértékben javítja a felület minőségét:



HAJTÓMŰVEK

Az **üzemi kenőanyagok** nagyteljesítményű, EP tulajdonságú anyagok, amelyek kielégítik a legnagyobb teljesítményű, erős lökészerű igénybevételeknek kitett forgó kemence és malom hajtások kenésével szemben támasztott követelményeket, és ugyanakkor felhordhatók a súrlódó felületre szóró kenőberendezésekkel. Az üzemi kenőanyagokat jellemzi:

- az erős tapadó képesség,
- a nagy teherbírás,
- az optimális kopásvédelem,
- nagy biztonság berágódással szemben,
- jó korrózió védő hatás.

A bejárató és az üzemi kenőanyagok egymással kompatibilisek, nem szükséges a bejárató kenőanyagot a rendszerből és a súrlódó felületekről eltávolítani, hanem azonnal át lehet térni az üzemi kenőanyag alkalmazására, ha a bejárató kenőanyag adagolását abbahagyták.

HAJTÓMŰVEK

Helytelen szerelés, beállítás, nem megfelelő kenés, vagy túlterhelés esetén a fogfelületek károsodhatnak. A megsérült, karcok vagy berágódások miatt feldurvult fogfelületek teherbírása rohamosan csökken, ami a hajtómű gyors tönkremeneteléhez vezethet.

A károsodás továbbterjedése megakadályozható, a fogfelületek állapota jelentős mértékben helyreállítható **javító kenőanyagok** segítségével anélkül, hogy a hajtóművet üzemen kívül kellene helyezni. Ez óriási gazdasági és műszaki előnyt jelent a hagyományos mechanikus felület javítási eljárásokkal szemben.

A javító kenőanyagok olyan adalékokat tartalmaznak, amelyek igen erősen kötődnek a fémfelülethez, és mechano-kémiai kopási folyamat során lesimítják a kiálló egyenetlenségeket, miközben kitöltik a károsodás során keletkezett mélyedéseket. A károsodás észlelésekor először természetesen annak okait kell feltárni és megszüntetni, különben a javítás nem lehet eredményes.