

# MECHANIKUS HAJTÁSOK

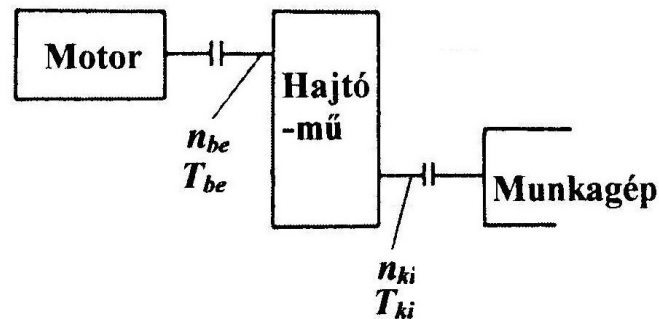
A **munkagépek** (járművek, daruk, szállítószalagok, keverők stb.) igénye rendszerint:

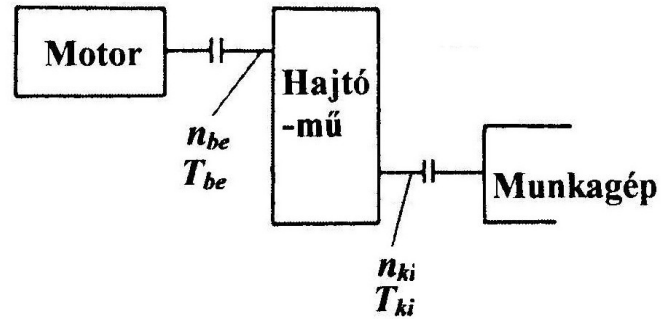
- viszonylag kis fordulatszám
- nagy forgatónyomaték

A **meghajtó-gépek** (villanymotorok, belsőégésű motorok és turbinák) gazdaságos működésének jellemzői:

- relatív nagy fordulatszám
- kis forgatónyomaték

Ezért a motor és a munkagép közé rendszerint egy hajtóművet iktatnak

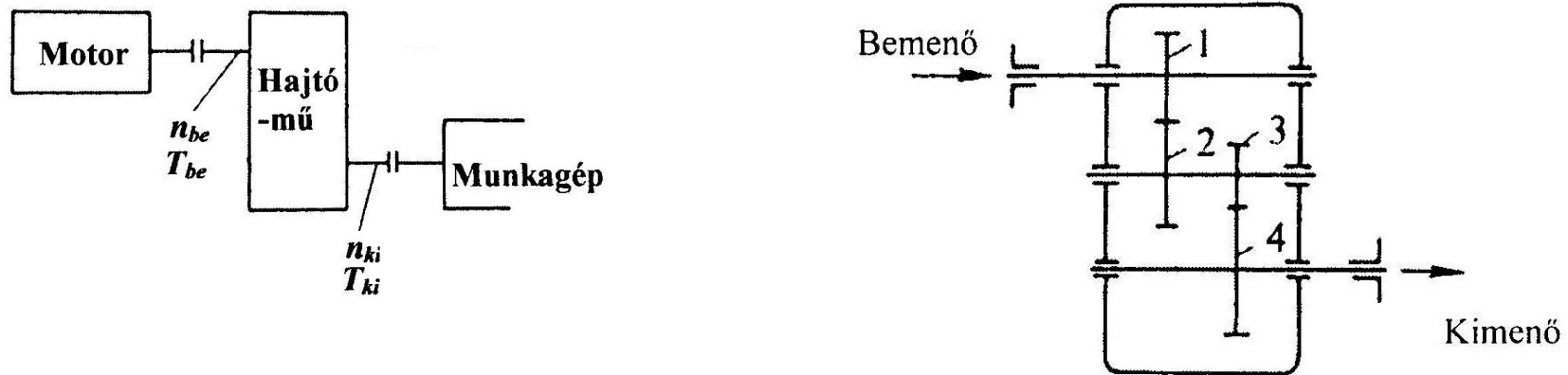




Leggyakrabban a motor fordulatszámát csökkenteni kell: → a hajtóművet **reduktornak** nevezzük.

Sokkal ritkábban van igény a fordulatszám növelésére: → ilyenkor **gyorsító hajtóművet** (multiplikálót) használunk.

A hajtómű bemenő tengelye a motorral, a kimenő tengelye pedig a munkagéppel van összekötve.



Mechanikus hajtóműveknél a bemenő és a kimenő tengelyek kapcsolata mechanikai elven, a hajtás **főelemein** keresztül valósul meg.

Minden hajtómű tartalmaz legalább egy pár főelemet, melyek közül az egyik a **hajtó**, a másik a **hajtott elem**.

A főelem-párok száma szerint a hajtómű lehet:

- egyfokozatú (egy pár főelemmel),
- kétfokozatú (két pár főelemmel),
- háromfokozatú stb.

A mechanikus hajtások az energia, ill. forgatónyomaték és szögsebesség közlését két alapvető módon végzik:

- alakjukkal vagy
- súrlódással.

A hajtás történhet a hajtó és a hajtott elem **közvetlen érintkezésével** vagy **közvetítőelem** (szíj, lánc) segítségével.

A mechanikus hajtóművek alapvető típusai a következők:

**Dörzshajtások**, amelyeknél a hajtás közvetlen érintkezéssel, az érintkezési felületen jelentkező súrlódó erővel történik

**Fogaskerekes hajtások**, amelyeknél a hajtás a fogak alakjával, közvetlen érintkezéssel történik

**Szíjhajtások**, amelyeknél a hajtás különböző szelvényű szíj közvetítésével történik. A hajtás megvalósítása lehet súrlódással vagy alakkal (fogazott szíj).

**Lánchajtások**, amelyeknél a hajtás lánc közvetítésével, alakkal történik.

A bemenő és a kimenő fordulatszámok viszonya a hajtómű **áttétele** (módosítása):

$$i = \frac{n_{be}}{n_{ki}} \quad \text{vagy a szögsebességekkel kifejezve} \quad i = \frac{\omega_{be}}{\omega_{ki}} .$$

Többszintű hajtóművek áttétele az egyes fokozatok áttételének a szorzata

$$i = i_{1/2} \cdot i_{3/4} \dots$$

**Sebességváltók** olyan hajtóművek, amelyeknél több áttétel, azaz több előre meghatározott kimenő fordulatszám is megvalósítható, változatlan bemenő fordulatszám mellett

**Variátorok** olyan sebességváltók, amelyeknél a kimenő fordulatszám bizonyos határok között fokozat nélkül változtatható

**A hajtómű hatásfoka**  $\eta = \frac{P_{ki}}{P_{be}} = \frac{P_{be} - P_V}{P_{be}} = 1 - \frac{P_V}{P_{be}},$

$P_V$  – teljesítmény veszteség

Ha több hajtómű van sorba kötve:  $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots$

A  $P$  teljesítménnyel megvalósítható **forogatónyomaték**:  $T = \frac{P}{\omega}$

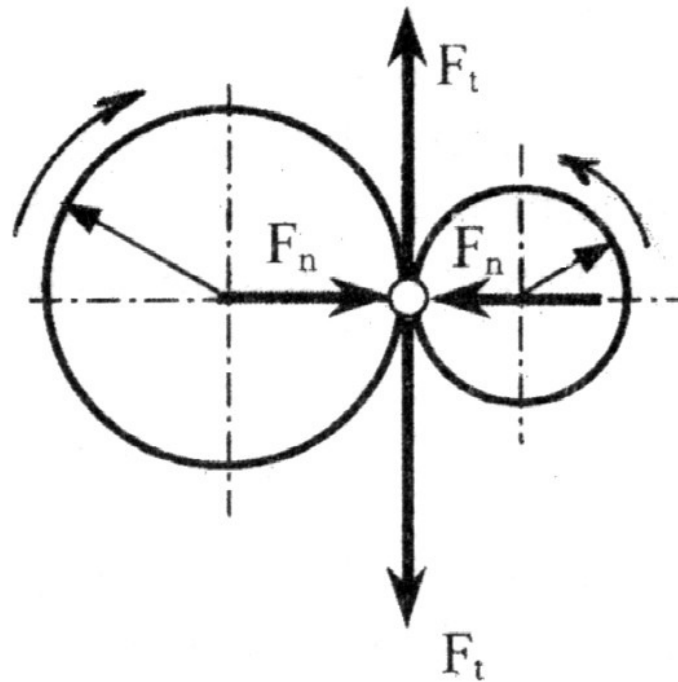
A kimenő forogatónyomaték  $T_{ki}$  és a bemenő forogatónyomaték  $T_{be}$  viszonya:

$$\frac{T_{ki}}{T_{be}} = \frac{\frac{P_{ki}}{\omega_{ki}}}{\frac{P_{be}}{\omega_{be}}} = \frac{P_{ki}}{P_{be}} \cdot \frac{\omega_{be}}{\omega_{ki}} = \eta \cdot i, \quad \text{ebből következik} \quad T_{ki} = i \cdot \eta \cdot T_{be}.$$

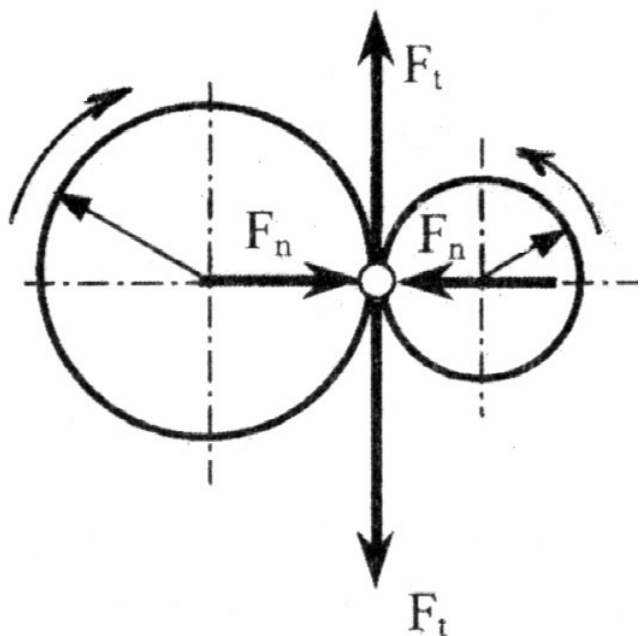
# DÖRZSHAJTÁSOK

## Dörzshajtás alapjai és kinematikája

A forgatónyomaték közlése a dörzskerekek közvetlen érintkezésével, a kerekek egymáshoz nyomásából eredő normálerő hatására létrejövő, súrlódási erő által történik.



Dörzskerekek erőjátéka:



A kerületi erő értéke:  $F_{\mu} = \mu \cdot F_n$

Átvihető kerületi erő:  $F_t < \mu \cdot F_n$

A nyomatékátvitelhez szükséges kerületi erő:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}$$

ahol  $d_1$  és  $d_2$  a hajtó és hajtott kerékátmérők

A súrlódástényezője a kerekek anyaga mellett más tényezőktől is függ (nedvesség, szennyeződések, stb), ezért megcsúszás elleni biztonsági tényezőt  $S_{\mu}$  vezetünk be:

$$\mu \cdot F_n = S_{\mu} \cdot F_t, \text{ illetve } F_n = S_{\mu} \cdot \frac{F_t}{\mu}$$

Az  $F_n$  erő sugárirányban hat és értéke jóval nagyobb a kerületi erőnél (hasznos erő), ezért jelentősen terheli a tengelyt és a csapágyakat.

A kerületi erő értékének megnövekedése (pl. túlterhelés miatt) csúszáshoz vezet.



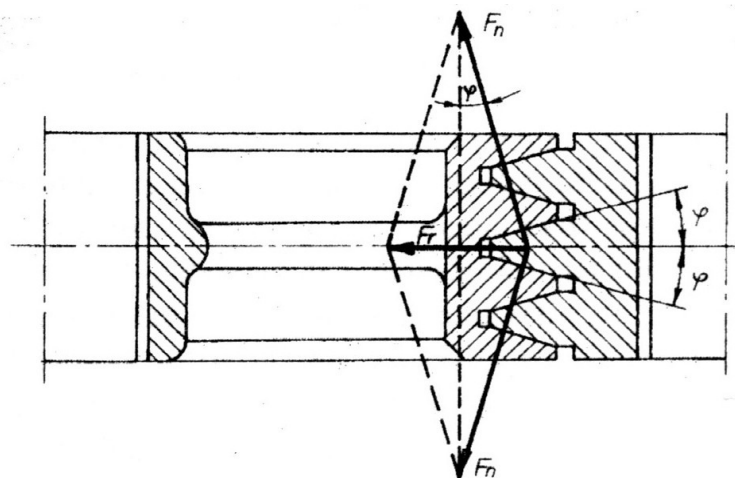
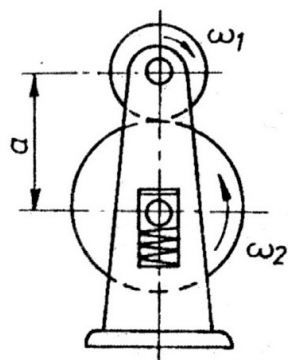
## A dörzshajtások felosztása

A tengelyek helyzete szerint:

- párhuzamos tengelyűek – hengeres kerek és
- egymást metsző tengelyűek – kúpkerék.

A munkafelületek kialakítása szerint lehetnek:

- sima munkafelületűek
- hornyolt munkafelületűek (előnyük, hogy azonos kerületi erő megvalósításához kisebb radiális erő szükséges).



Az áttétel jellege szerint lehetnek:

- állandó áttételű hajtások (csak feltételesen)
- változó áttételű hajtások – variátorok.

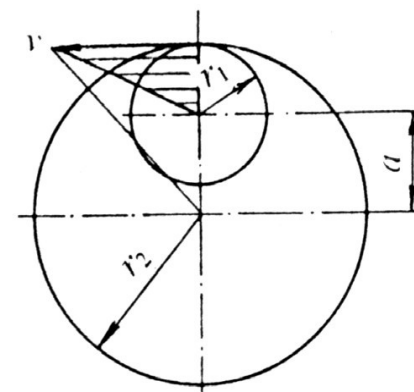
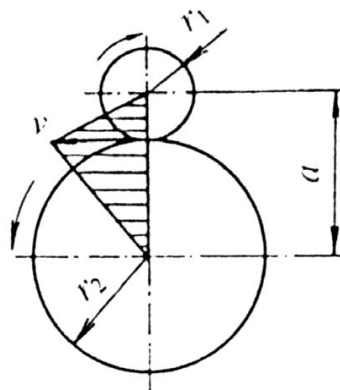
Hengeres kerekeknél az érintkezés lehet külső vagy belső felületen.  
 Ha a kerekek csúszásmentesen gördülnek,  
 akkor a kerületi sebességük azonos

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

Az áttétel:  $i = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = r_2 / r_1$  ;

A méretekkel kifejezett áttételnek (átmérő-

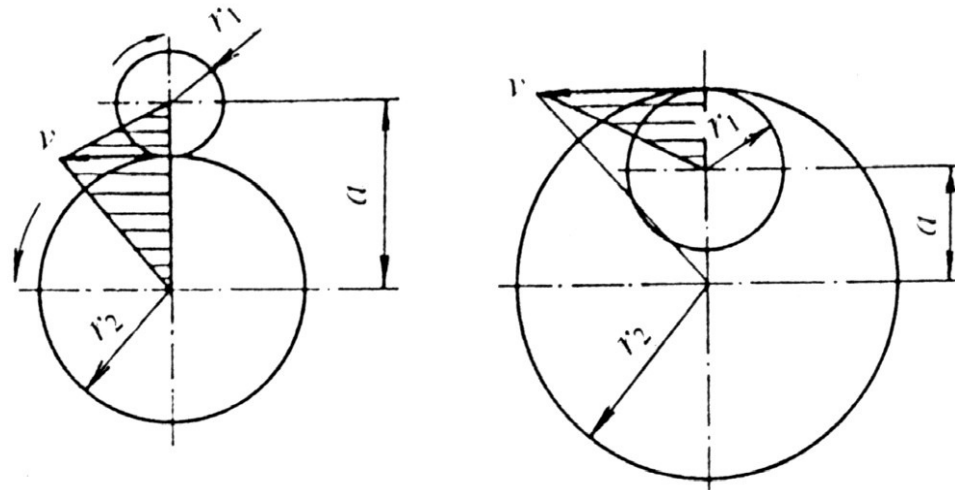
viszonynak) a jele  $u$  :  $u = \frac{r_2}{r_1}$



A tengelytáv külső hengeres kerekeknél  
 Míg belsőkapcsolódásnál

$$a = r_1 + r_2$$

$$a = r_1 - r_2$$



Adott tengelytáv és áttétel esetében kiszámíthatók a kerek sugarai, külső kapcsolódásnál:

$$r_2 = u \cdot r_1, \quad a = r_1 + u \cdot r_1 = r_1 \cdot (1 + u), \quad \text{innen} \quad r_1 = \frac{a}{u + 1}$$

belső kapcsolódásnál:

$$r_2 = u \cdot r_1, \quad a = u \cdot r_1 - r_1 = r_1 \cdot (u - 1) \quad \text{innen} \quad r_1 = \frac{a}{u - 1}$$

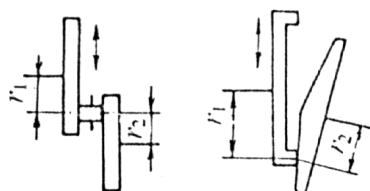
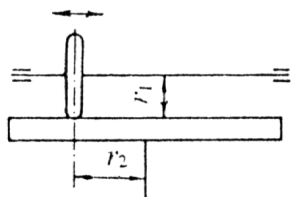
A dörzshajtásokat a gyakorlatban legtöbbször **variátoroknál** alkalmazzák. Az áttétel, ill. a kimenő fordulatszám megváltoztatását az érintkezés helyének, ill. sugarának a változtatásával érik el.

A variátorok fontos jellemző a szabályozási tartomány:

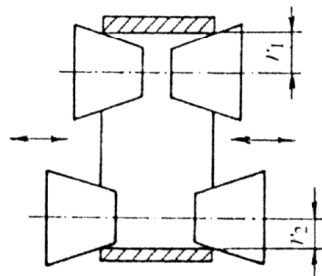
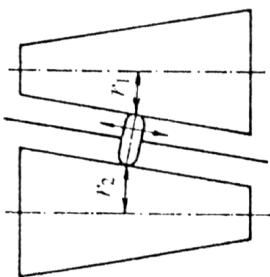
$$R = \frac{n_{\max}}{n_{\min}}$$

Az érintkezési felület alakja szerint három csoportot különböztetünk meg:

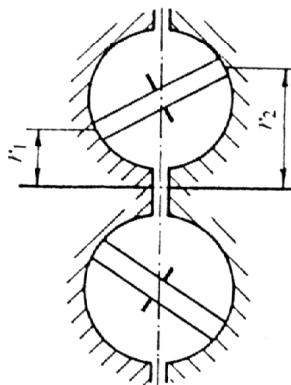
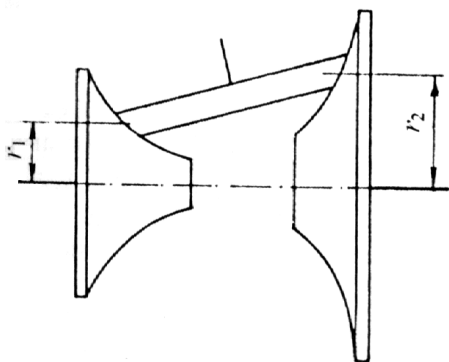
- a) tárcsás variátorok,
- b) kúphengeres variátorok,
- c) tórusz vagy globoid szerű érintkező felületekkel.



a)



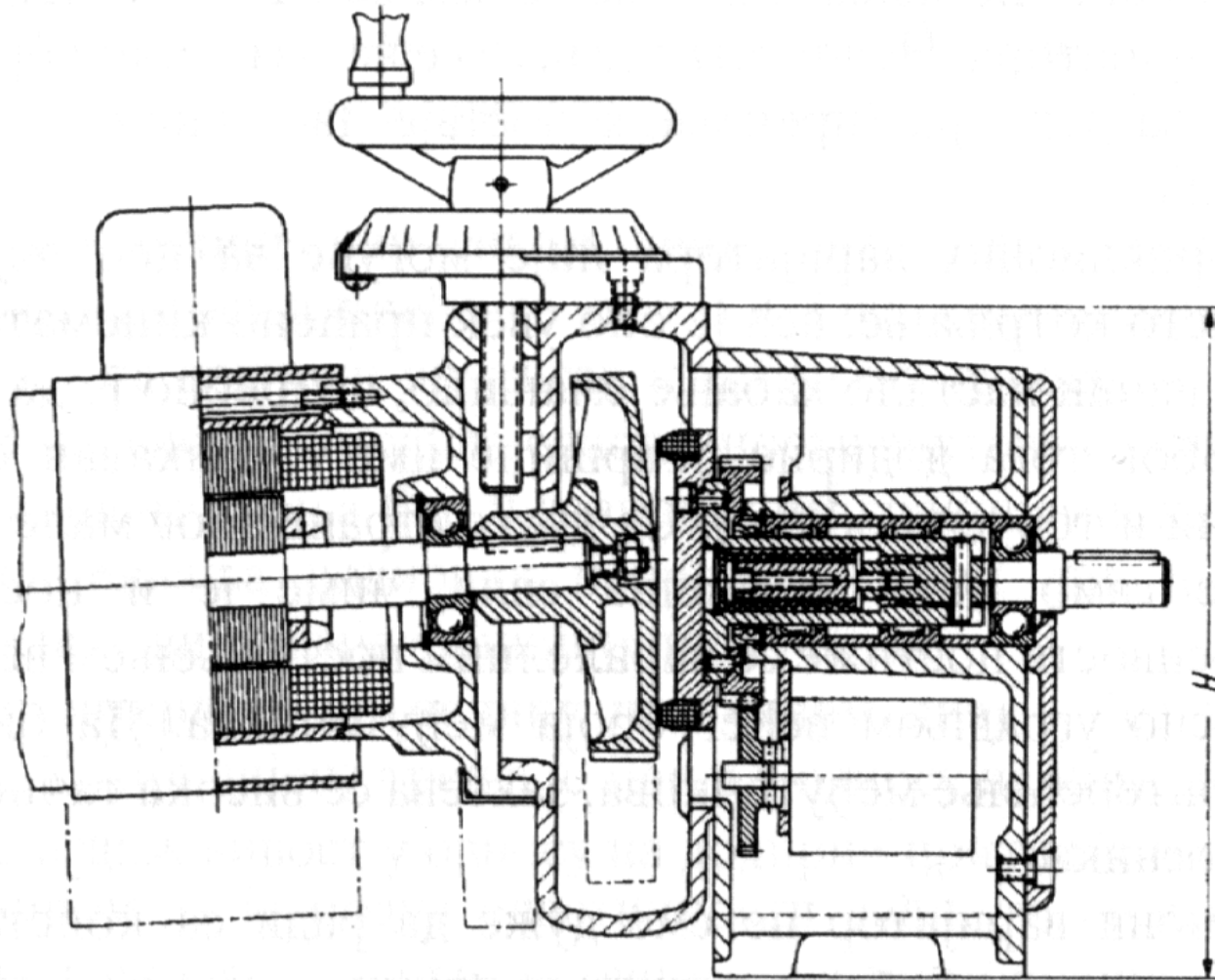
b)



c)

Az érintkezés helyének változtatása szerint két alapvető megoldás van:

- (1) a hajtó és a hajtott tengely helyzete változik, az érintkezés közvetlen,
- (2) a hajtó és a hajtott dörzskerék érintkezése közvetítő görgővel valósul meg és az érintkezés helyének változtatása a közvetítő görgő helyének változásával megy végbe



Tárcsás variátor szerkezete.

## Dörzshajtások méretezése és élettartama

A dörzsfelületek teherbírását elsősorban az  $F_n$  normálerő okozta felszíni nyomás határozza meg, amelyet a Herz-féle képlettel számolhatunk. A kerekek gördülése folytán az érintkezési vonal állandóan változik és minden fordulatonál egy terhelési ciklus megy végbe. Hosszabb működés után anyagfáradás állhat be (gödrösödés).

Hengeres kerekek esetében a Herz-feszültség értéke:  $p_{\max} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{F_n \cdot E}{b \cdot \rho}} \leq p_{\text{meg}}$ ,

ahol

$E = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$  ekvivalens rugalmassági modulus, míg az  $E_1$  és  $E_2$  a kerekek anyagának

rugalmassági modulusa;

$\rho = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}$  ekvivalens görbületi sugár, ahol a  $\rho_1$  és  $\rho_2$  a működő felületek görbületi

sugarai. A mínusz előjelet belsőkapcsolódásnál kell alkalmazni. Sima működő felületű hengeres kerékpároknál:  $\rho_1=r_1$ ,  $\rho_2=r_2$

Az élettartam dörzshajtóműveknél az érintkező felületek kopásintenzitásától függ. A dörzsanyagokkal szembeni követelmények sok esetben egymással ellentétesek, ezért kompromisszumos megoldásra kel törekedni.

A legfontosabb követelmények:

- nagy rugalmassági modulus, hogy az érintkezési felületek deformációja minél kisebb legyen
- nagy megengedett felszíni nyomás
- kopásállóság
- nagy súrlódástényező, hogy a szükséges kerületi erő minél kisebb normálerővel megvalósítható legyen

A gyakorlatban leggyakrabban az alábbi anyagpárosításokat alkalmazzák:

- edzett acél - edzett acél,
- öntöttvas –öntöttvas,
- gumi – acél (vagy öntöttvas),
- műanyag – acél (vagy öntöttvas).

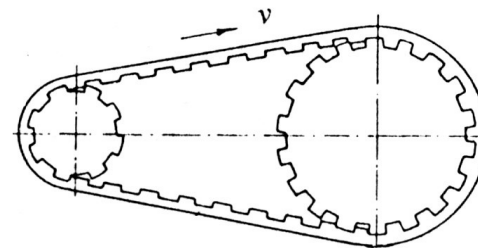
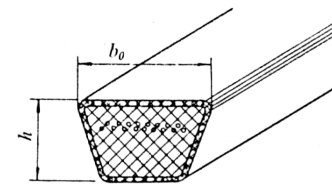
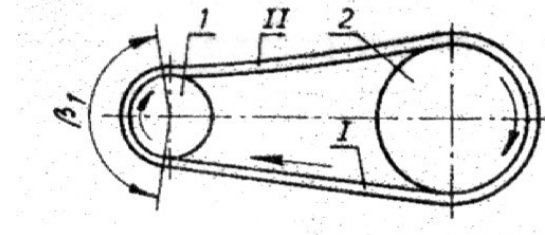


# SZÍJHAJTÁSOK

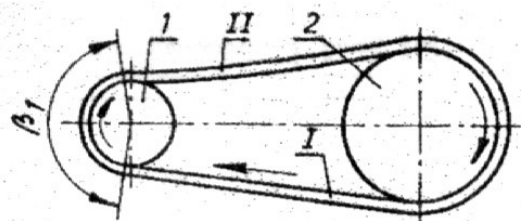
## Alapismeretek és a szíjhajtások felosztása

A szíjhajtások felosztása a szíjszelvények alakján alapszik:

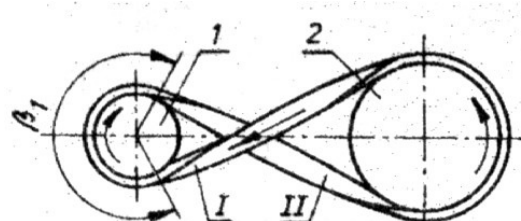
- Lapos szíjhajtások (nagy kerületi sebességeknél, kitérő tengelyeknél, több tengely hajtására is)
- Ékszíjhajtások (nagyobb áttételt tesznek lehetővé, közepes teljesítményeknél alkalmazzák)
- Fogasszíjhajtások (állandó áttétel, nagy kerületi sebességek is megengedettek)



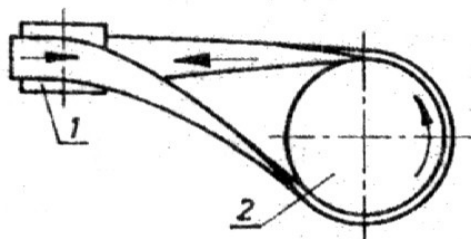
A szíjtárcsák illetve a tengelyek elrendezése szerinti felosztás



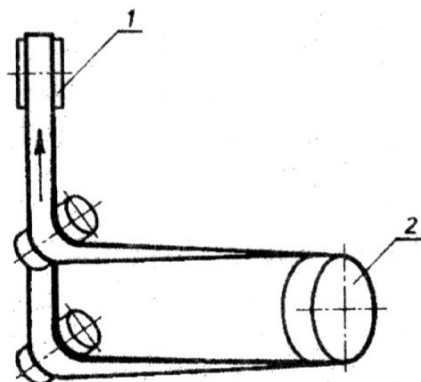
**Nytott szíjhajtás.** Helyzete lehet vízszintes, függőleges vagy ferde.



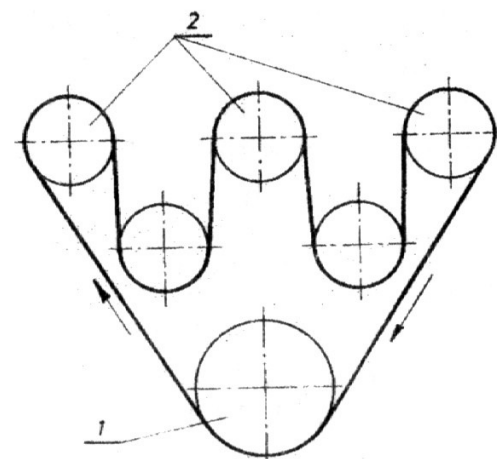
**Keresztezett szíjhajtás.** A hajtó és a hajtott tárcsa forgásiránya különböző.



**Félkereszt-szíjhajtás**  
Kitérő tengelyeknél használják, csak lapos szíjakkal alkalmazható.



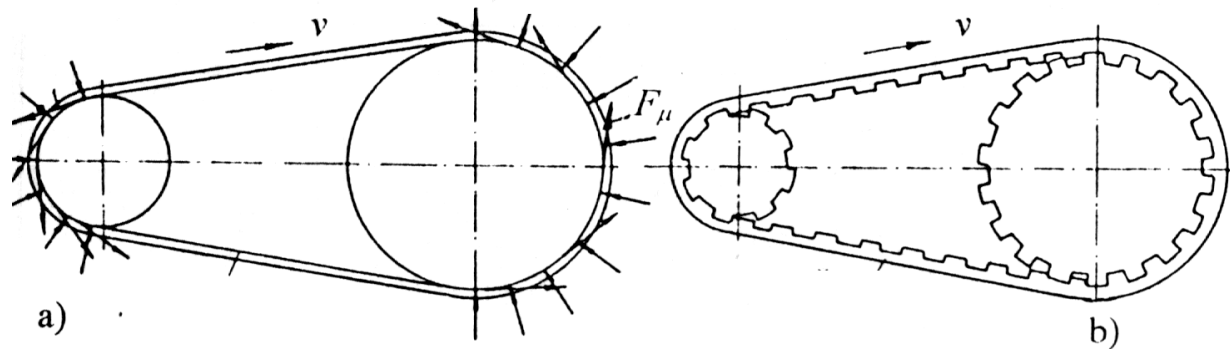
**Fordítógörgős-szíjhajtás**  
Tetszőleges elhelyezkedésű tengelyek esetén használják.



**Több tengely egyidejű meghajtása**

Egy hajtótengely van a többi pedig hajtott tengely.

**A forgatónyomaték és a mozgás közlése súrlódással vagy fogakkal történik.**



A súrlódással megvalósuló mozgásközlés esetén, a szíjat elő kell feszíteni, aminek folytán normál nyomóerő jelentkezik a szíjtárcsa palástján, és ez  $F_\mu$  súrlódási erőt hoz létre.

A súrlódóerő értéke a forgatónyomatékhoz szükséges kerületi erőnél nagyobb kell, hogy legyen:

$$F_\mu > F_t ; F_t = 2T_1/d_1$$

A hajtott szíjtárcsán kifejtett forgatónyomaték:  $T_2 = F_t \cdot d_2 / 2$ .

Az előfeszítési erő jelentősen terheli a tengelyt és a csapágyakat, ami az egyik hátránya a szíjhajtásnak.

## Szíjlesztés

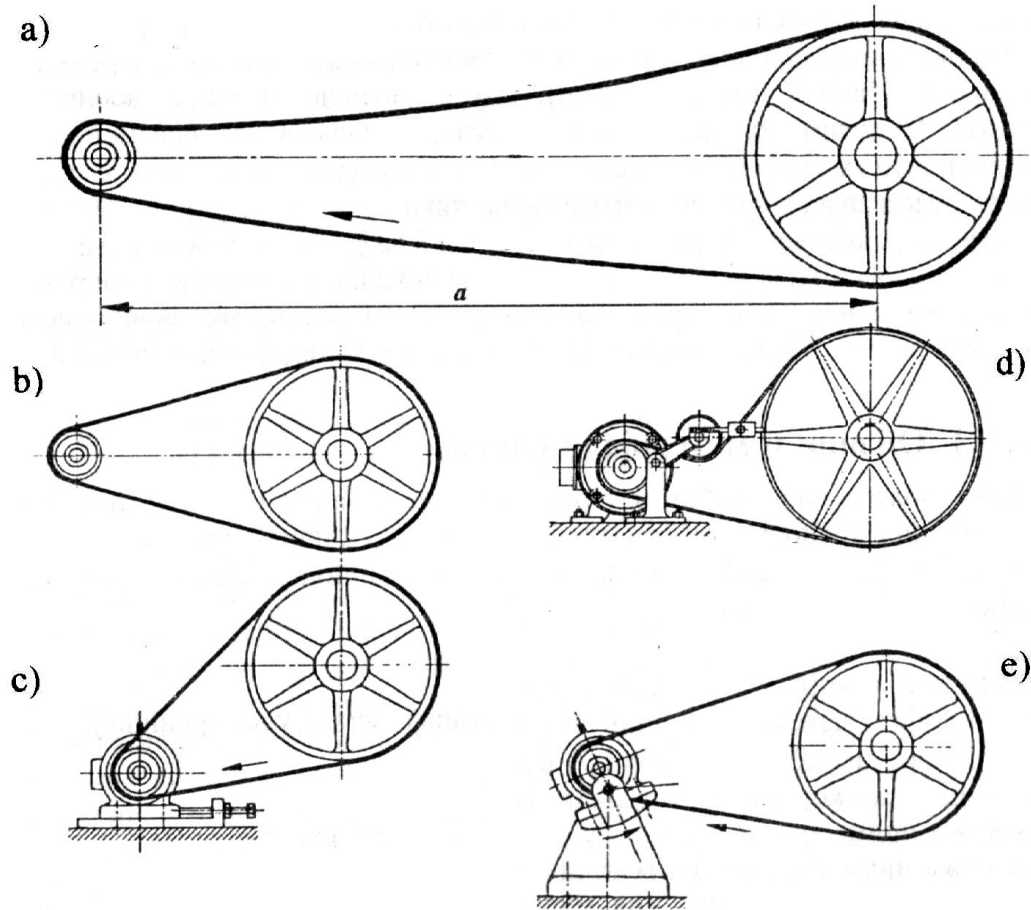
A szükséges súrlódó erő létrehozásához, a szíjtárcsák és a szíj között nyomóerőt szíjlesztéssel hozzuk létre. A gyakorlatban több szíjlesztő-megoldás is alkalmazást nyert.

a) a szíj súlyával

b,c) a szíj rugalmas nyújtásával,

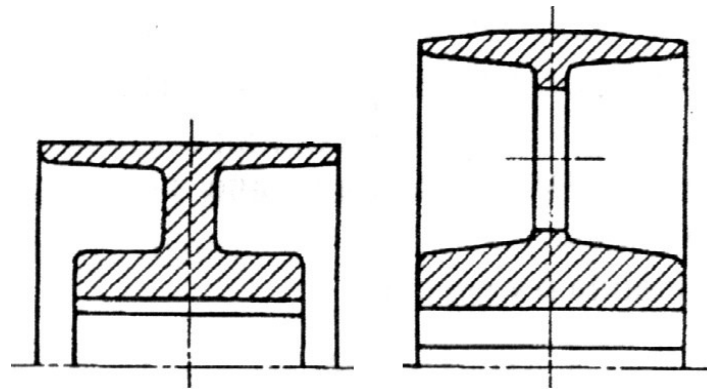
d) feszítőtárcsával,

e) a motor csuklós függesztésével



## LAPOSSZÍJHAJTÁSOK

A laposszíjhajtások a szíjtárcsák működő felületeinek egyszerűségével tűnnek ki. Alkalmazhatók különösen nagy kerületi sebességnél is (60 m/s, esetenként 120 m/s -ig).



Nagy terheléseknél nagyon nagy előfeszítést igényelnek, ami a tengely és a csapágyak nagy terheléséhez vezet.

A szíjhatás jó tulajdonságához sorolható:

- nagy tengelytávoknál is lehetővé teszi a mozgás közlését,
- zajtalan és nyugodt működés,
- ütés- és rezgéscsillapítás,
- egyszerű gyártás és szerelés,
- viszonylag kis költségek,
- a berendezés védelme túlterhelésnél.

A szíjhajtás hátrányai:

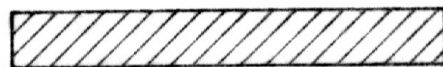
- megcsúszás lehetősége,
- viszonylag nagy helyigény,
- a tengely viszonylag nagy terhelése,
- a szíj nyúlása,
- érzékeny a nedvességre és a zsírokra,
- a szíj viszonylag rövid élettartama.

## A lapos szíjjak szelvényei és anyagai

A szíjanyagok iránti követelmények:

- jó tapadás a szíj és a tárcsa között, ill. nagy súrlódástényező
- elegendő hajlíthatóság
- jó szilárdság
- környezeti hatásokkal szembeni ellenállás (nedvesség, zsírok, szennyeződés)

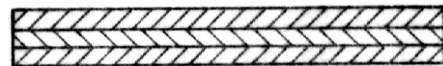
A lapos szíjjak szelvénye téglalap, melynek a szélességhez viszonyítva kis vastagsága van. Készülhetnek egy vagy több anyagból.



a. egyszerű



b. textilbetétes gumiszíj



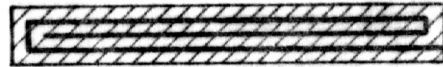
c. többréteges szíj



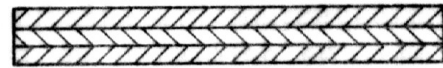
d. kordbetétes szíj



a. egyszerű



b. textilbetétes gumiszíj



c. többréteges szíj



d. kordbetétes szíj

Anyagukat tekintve lehetnek:

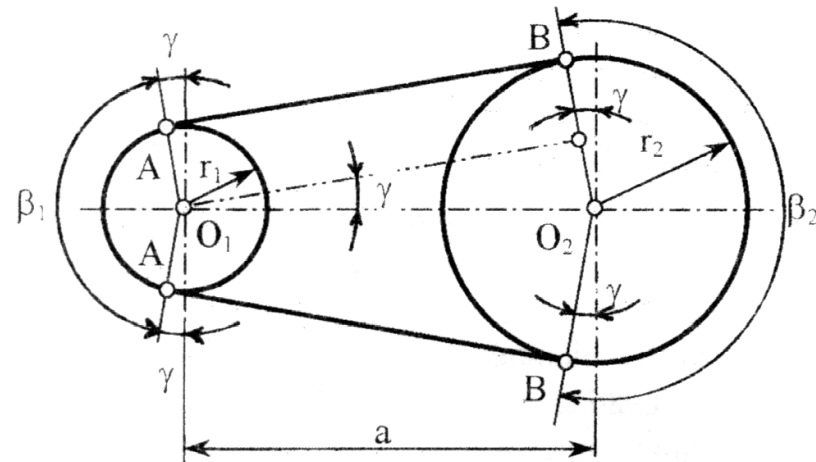
- **bőrszíjak** (jó hajlékonyság, nyúlásnak és kopásnak jól ellenállnak, érzékenyek a porra és a zsírokra).
- **textilszíjak** (szövésrel állítják elő, a szálak lehetnek szerves és szintetikus anyagok, fajsúlyuk a bőrszíjakénál nagyobb, így jelentős centrifugális erő lép föl).
- **többréteges szíjak** (korszerű megoldást képeznek, a különböző, rendkívül jó résztulajdonságokkal rendelkező (szilárdság, súrlódástényező, külsőhatásokkal szembeni ellenállás) anyagrétegeket ragasztással vagy egyéb eljárással egyesítik)).



## A hajtómű méretei

A kerületi sebességek a szíjjal körülvevett szíjtárcsákon azonosak.

- A kistárcsa átmérőt a kiválasztott szíjszelvénytől függően választjuk
- A nagy tárcsa átmérője  $d_2 = d_1 \cdot u$
- A tengelytáv (ha nincs valamilyen megkötés)  $a = (0,7 \dots 2) (d_1 + d_2)$ .



- Az átfogási szögek:  $\beta_1 = 180^\circ - 2\gamma$ ,  $\beta_2 = 180^\circ + 2\gamma$ ,

- A szíjág ferdeségi szöge:  $\sin \gamma = \frac{r_2 - r_1}{a}$

- Az előzetes szíjhossz (belső):  $L_p = 2a \cdot \cos \gamma + (r_1 \cdot \beta_1 + r_2 \cdot \beta_2) \frac{\pi}{180}$ ,

- Az előzetes szíjhossz alapján szabványos szíjhosszat választunk ( $L$ )

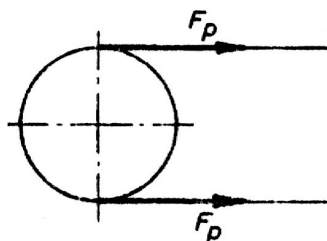
- A valós szíjhossznak megfelelő tengelytávot:

$$a = \frac{L - \pi(r_1 + r_2) - 2\gamma(r_2 - r_1)\pi / 180}{2 \cos \gamma}$$

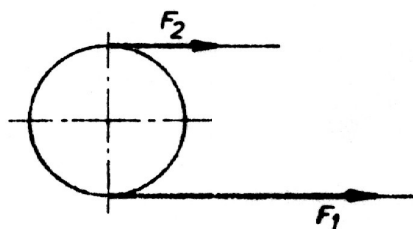
## A szíjhajtás erőjátéka

Szíjágakban uralkodó erők:

előfeszítésnél



üzemelés közben



$$F_1 + F_2 = 2F_p$$

$$F_1 - F_2 = F_t$$

$$(F_t = \frac{2T_1}{d_1} \text{ hasznos kerületi erő})$$

Biztonsági okokból

$$F_1 - F_2 = F_t \cdot C_A \cdot S_\mu$$

$C_A$  üzemtényező

$S_\mu$  megcsúszás elleni biztonságtényező

Az  $F_1$ ,  $F_2$ , és  $F_p$  erők meghatározásához szükség van még egy egyenletre, amely a szíj egyensúlyfeltételéből írható fel. Ezt elsőnek Euler fektette le:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\beta}, \text{ ill. ebből } F_1 = F_2 \cdot e^{\mu\beta} \text{ vagy } F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu\beta}}$$

ahol:  $e$  a természetes logaritmus alapja;

$\mu$  a súrlódástényező

$\beta$  átfogási szög a kistárcsán

$F_1 = F_2 \cdot e^{\mu\beta}$  illetve  $F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu\beta}}$  Euler összefüggést behelyettesítve az előző egyenletbe ( $F_1 - F_2 = F_t \cdot C_A \cdot S_\mu$ ):

$$F_1 - \frac{F_1}{e^{\mu\beta}} = F_t \cdot C_A \cdot S_\mu \quad \text{illetve} \quad F_2 \cdot e^{\mu\beta} - F_2 = F_t \cdot C_A \cdot S_\mu$$

$$F_1 = \frac{e^{\mu\beta}}{e^{\mu\beta} - 1} S_\mu C_A F_t, \quad \text{illetve} \quad F_2 = \frac{1}{e^{\mu\beta} - 1} S_\mu C_A F_t.$$

A szükséges előfeszítő erő:  $F_p = F_1 + F_2 = \frac{S_\mu C_A F_t}{2} \cdot \frac{e^{\mu\beta} + 1}{e^{\mu\beta} - 1}$

A szükséges előfeszítő erő: 
$$F_p = F_1 + F_2 = \frac{S_\mu C_A F_t}{2} \cdot \frac{e^{\mu\beta} + 1}{e^{\mu\beta} - 1}$$

Ennél az elemzésnél figyelmen kívül hagytuk a centrifugális erőt, amely a szíjtárcsákon átfutó szíjra gyakorol hatást és a szíjat a tárcsától elválasztani igyekszik.

$$F_c = \rho \cdot A \cdot v^2$$

ahol:  $\rho$  a szíj sűrűsége (kg/m<sup>3</sup>);  
 $A$  a szíjszelvény felülete (m<sup>2</sup>);  
 $v$  kerületi sebesség (m/s).

Ha bevezetjük a szíj egységnyi hosszára eső tömegét:  $k = \rho \cdot A$ ,

$$F_c = k \cdot v^2$$

Az  $F_c$  értékével az előfeszítő erőt meg kell növelni: 
$$F_p = F_c + \frac{S_\mu C_A F_t}{2} \cdot \frac{e^{\mu\beta} + 1}{e^{\mu\beta} - 1}$$

## A szíj igénybevétele

Az üzemeltetés folyamán az  $F_1$ ,  $F_2$  és az  $F_c$  erők húzó igénybevételnek teszik ki a szíjat. Ez mellett a tárcsákon való áthaladáskor a szíj hajlító igénybevételnek is ki van téve. Az igénybevételek hatására a szíjban megfelelő feszültségek ébrednek:

- Húzófeszültség a szíjágakban uralkodó erők hatása folytán:  $\sigma_1 = \frac{F_1}{A}$  ;  $\sigma_2 = \frac{F_2}{A}$
- Húzófeszültség a centrifugális erő folytán:  $\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \rho \cdot v^2$
- A hajlítófeszültséget, amely a tárcsákon való áthaladáskor jelentkezik:  $\sigma_h = E \cdot \frac{h}{d}$

ahol:  $E$ - rugalmassági modulus,  $h$ -a szíj vastagsága,  $d$ - szíjtárcsa-átmérő.

A legnagyobb feszültség a szíj külső rétegében a húzóágban jelentkezik a kistárcsán való áthaladáskor:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_{h1} = \frac{F_1}{A} + \rho v^2 + E \frac{h}{d_1}$$

A hajlítófeszültség változása a legkifejezettebb, mivel értéke nullától a maximális értékig változik, valahányszor a szíj áthalad a szíjtárcsán.

A hajlítások száma egy másodperc alatt, a hajlítgatási frekvencia:  $f_s = \frac{x \cdot v}{L} \text{ (s}^{-1}\text{)}$

A szíj élettartama az állandó kopás és elhasználódás, a viszonylag alacsony szíjanyag-szilárdság miatt viszonylag rövid. A kifejezett és gyakori feszültségváltozás a szíj fáradásához vezet.

A szíj dinamikus szilárdsága  $\sigma_{N_0}$ .

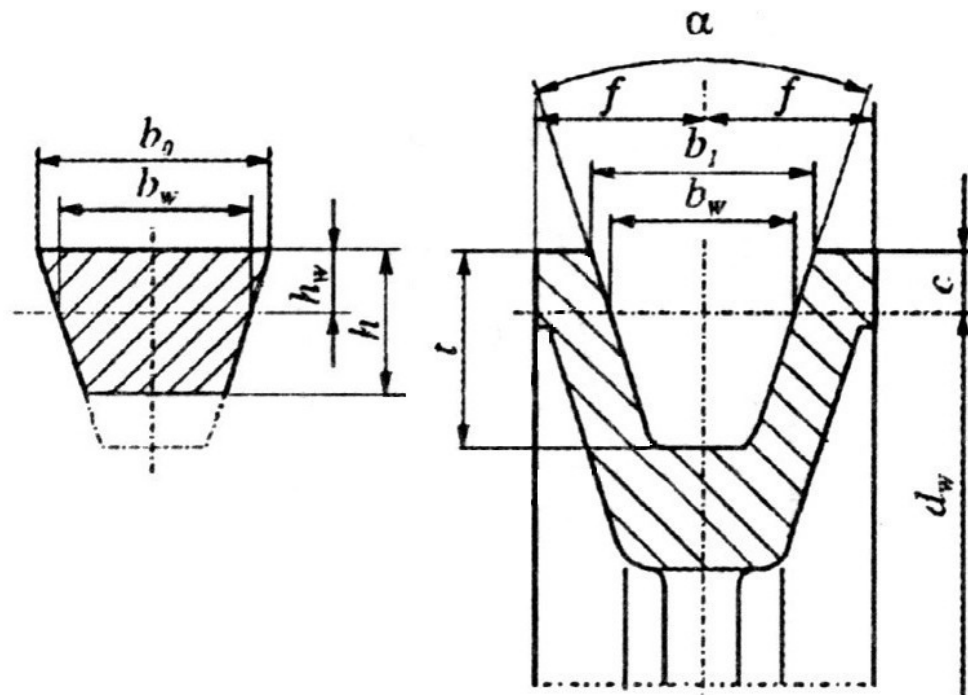
Az a  $\sigma_{\max}$  feszültségérték, amely  $N_0$  feszültségváltozás után a szíj fáradásához (szakadásához) vezet.

Ezt a szilárdságértéket laboratóriumi kísérletek útján kapták, laboratóriumi feltételek mellett ( $u=1$ ,  $d_1=d_2=d_{\min}$ ).

# ÉKSZÍJHAJTÁSOK

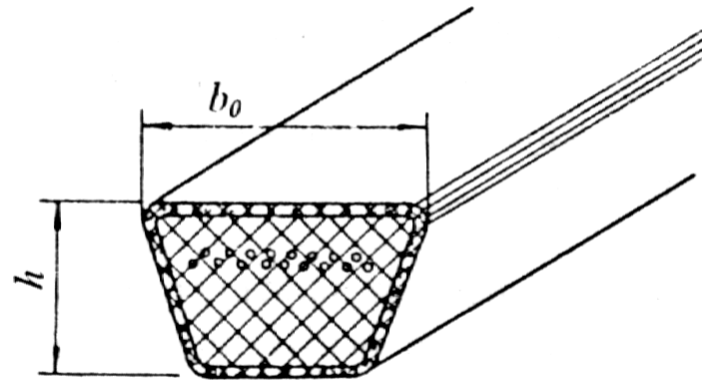
## Ékszíjak

Az ékszíjak szelvénye trapéz alakú (ill. ék alakú). Ékszíjknál a működő felületek a szíj oldal felületei, amelyek a szíjtárcsa megfelelő horonyoldalaival érintkeznek.



Az ékszíj anyaga textilszálakkal vagy műanyag szálakkal (kordokkal) erősített gumi A kordok képezik a húzószálat Az ékszíjak gumival vagy műanyaggal impregnált szövettel vannak beborítva.

Az ékszíj szelvénye



Több kifejlesztett és alkalmazott szerkezeti megoldás van:

normálszíj (jelzésük Y, Z, A, B, C, D, E), amelynél  $b_0/h \approx 1,6$ ,

keskenyszíj (jelzésük SPZ, SPA, SPB, SPC) ennél a  $b_0/h \approx 1,2$ .

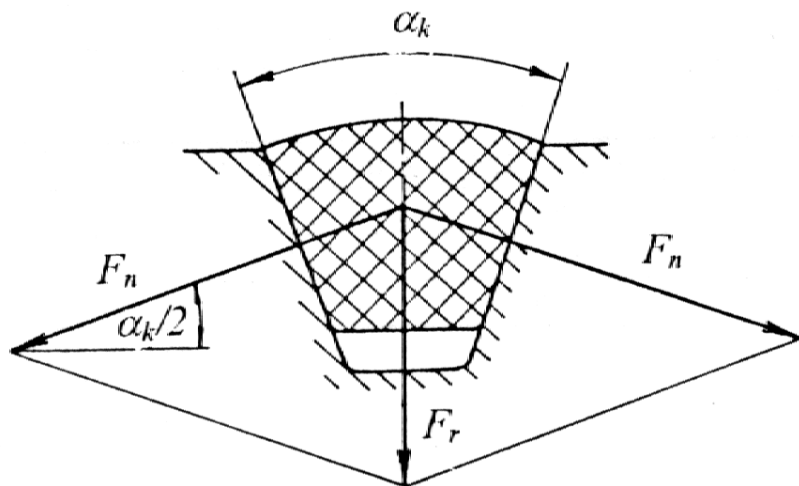
Mindkét típus szelvénytöve  $\alpha = 40$ .

Az ékszíjak szelvénytöve és hosszuk szabványban rögzített.



Az érintkezési felületekre ható erők:

a normálerő az érintkezési felületeken jóval nagyobb a radiális erőnél és a horony mindkét oldalán jelen van.



$$F_n = \frac{F_r}{2 \sin(\alpha_k / 2)}$$

A súrlódóerő összértéke:

$$F_\mu = 2 \cdot \mu \cdot F_n = \mu \cdot \frac{F_r}{\sin \frac{\alpha_k}{2}}$$

A szíj szelvényyszöge  $\alpha=40^\circ$ , de hajlításnál a szíj felső rétege nyúlik az alsó pedig zsugorodik.

Ez oknál fogva a szíjtárcsákat  $\alpha_k=32\dots38^\circ$  horonyszöggel készítik (a kisebb értékeket kis átmérőknél alkalmazzuk).

### Az ékszíj ágaiban ébredő erők meghatározása

A lapos szíjagnál lefektetett képleteket használjuk azzal, hogy az ékszíjhajtásnál jelentkező, a nagyobb normálerő következtében, megnövelt súrlódóerőt a súrlódástényező megfelelő növelésével vesszük figyelembe:

$$\mu' F_r = \mu \cdot 2F_n ; \quad \mu' \cdot F_r = \mu \cdot \frac{F_r}{\sin \frac{\alpha_k}{2}} , \text{ innen} \quad \mu' = \frac{\mu}{\sin \frac{\alpha_k}{2}}$$

Ahol:  $\mu$  a lapos szíjagnál alkalmazott súrlódástényező  
 $\mu'$  ékszíjra alkalmazott súrlódástényező

(Példa: a horonyszög  $\alpha_k$  fentebb ismertetett értékeire  $\mu = 0,3$  esetében, a  $\mu' \approx 1$ .)

Az ékszíjban ébredő feszültség számításánál is hasonló módon járunk el, a megfelelő helyekre  $\mu$  helyett  $\mu'$  kerül.

## **Az ékszíjhajtás méretezése**

Az ékszíjhajtás méretezését részletesen a „Segédlet az ékszíjhajtás méretezéséhez” című segédlet tárgyalja.

Az ékszíjhajtás méretezését az alábbi példa szemlélteti.

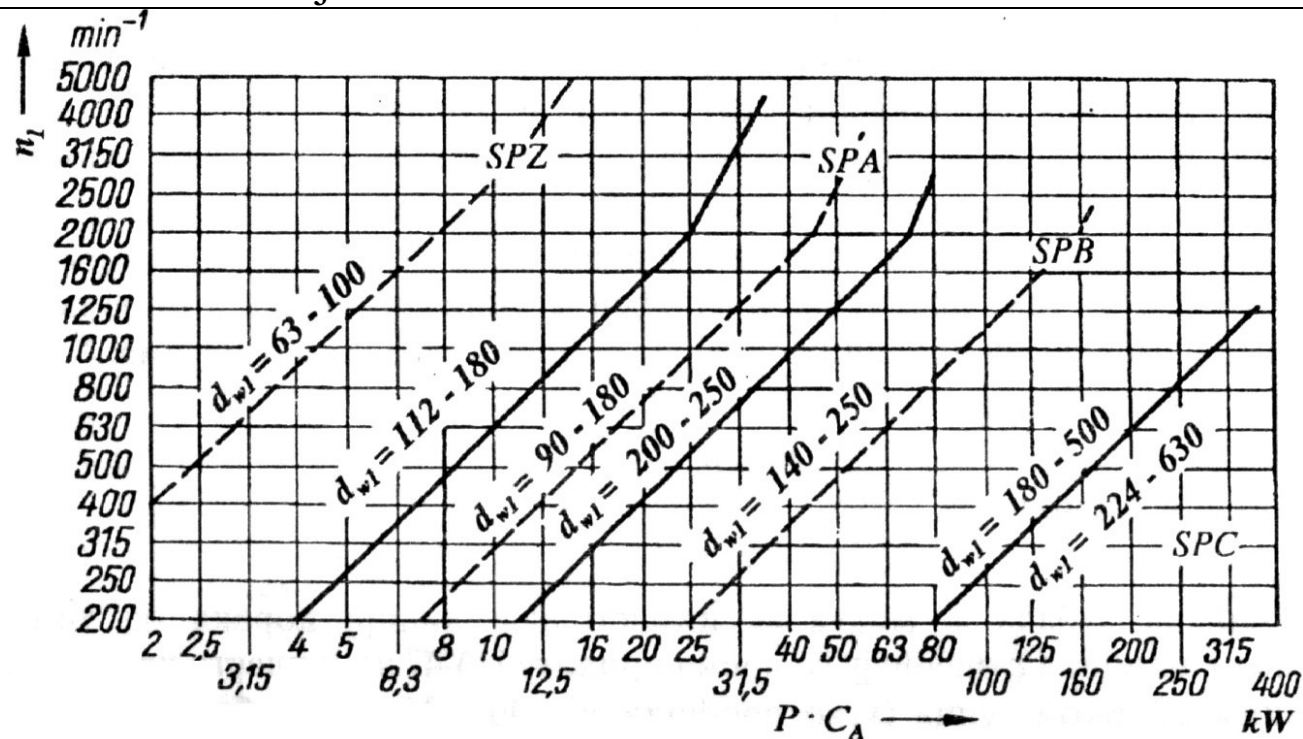
Határozd meg a nyitott, függőleges ékszíjhajtás főméreteit, amely egy szerszámgép hajtását végzi! A hajtás váltóáramú villanymotorral történik. Keskeny ékszík alkalmazása kívánatos. A hajtótárcsa a villanymotor tengelyén helyezkedik el. A motor teljesítménye  $P=15$  kW, fordulatszáma  $n_1 = 1450$   $\text{min}^{-1}$ . Ismertek még a következő adatok: a hajtott tárcsa fordulatszáma  $n_2 = 800$   $\text{min}^{-1}$ , a tengelytáv  $a \approx 500$  mm. Napi üzemórák száma 15 h.

## Megoldás:

- A szíjszelvény és a kistárca átmérőjének kiválasztása

A mérvadó teljesítmény:  
 $P \cdot C_A = 15 \cdot 1,1 = 16,5$   
kW

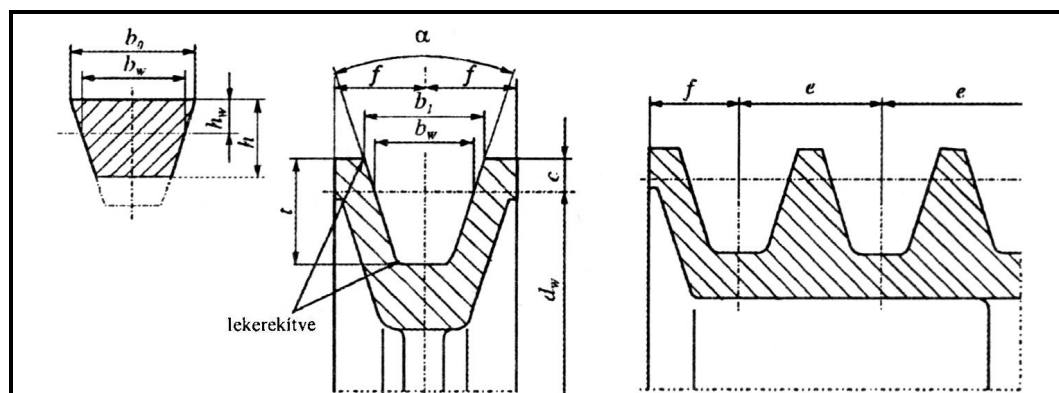
Ahol  $C_A = 1,1$   
üzem tényező (ismert üzemfeltételek alapján az 1. táblázatból).



A 3. ábra segítségével kiválaszható a szelvény, esetünkben **SPZ**.  
Az ehhez javasolt kistárca átmérőtartomány  $d_{w1} = 112 \dots 180$  mm.

Fölvesszük a  $d_{w1} = 180$  mm-t.

3. táblázat. Keskeny ékszíjak és szíjtárcsák méretei



A szíj anyagjellemzői:

Sűrűség  $\rho=1,25 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$ ; Rugalmassági modulus  $E_s=20...50 \text{ N/mm}^2$

Profil		SPZ	SPA	SPB	SPC
$b_0$	mm	9,7	12,7	16,3	22
$h$	mm	8	10	13	18
$b_w$	mm	8,5	11	14	19
$h_w$	mm	2	2,8	3,5	4,8
$A$	$\text{mm}^2$	54	90	150	278
$L$		4. táblázat			
$b_1$	mm	9,7	12,7	16,3	22
$c$	mm	2	2,8	3,5	4,8
$e$	mm	$12 \pm 0,3$	$15 \pm 0,3$	$19 \pm 0,4$	$25,5 \pm 0,5$
$f$	mm	$8 \pm 0,6$	$10 \pm 0,6$	$12,5 \pm 0,8$	$17 \pm 1$
$t$	mm	$11 \pm 0,6$	$14 \pm 0,6$	$18 \pm 0,6$	$24 \pm 0,6$
$d_{w\min}$	mm	63	90	140	224
$d_{w\max}$	mm	710	1000	1600	2000
$d_w$	$\alpha_k=34^\circ$	$\leq 80$	$\leq 118$	$\leq 190$	$\leq 315$
	$\alpha_k=38^\circ$	$> 80$	$> 118$	$> 190$	$> 315$

- A nagytárcsa átmérőjét a szükséges áttételből számoljuk:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1450}{800} = 1,8125; \quad d_{w2} \approx d_{w1} \cdot u = 180 \cdot 1,8125 = 326,25 \text{ mm.}$$

Az 5-4 táblázatból szabványos átmérőt választunk:  $d_{w2} = 315 \text{ mm.}$

A valós áttétel  $u = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{315}{180} = 1,75$

A hajtott tárcsa fordulatszáma:  $n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{1450}{1,75} = 828 \text{ min}^{-1}$

- A szíjhossz előzetes számítása

$$L_p = 2a \cdot \cos \gamma + \frac{\pi}{2}(d_{w1} + d_{w2}) + \gamma(d_{w2} - d_{w1}) \frac{\pi}{180}$$

Ahol:  $\gamma$  a szíjág hajlásszöge  $\sin \gamma = \frac{d_{w2} - d_{w1}}{2a} = \frac{315 - 180}{2 \cdot 500} = 0,135$

$$\gamma = 7,75^\circ$$

$$L_p = 2 \cdot 500 \cdot \cos 7,75 + \frac{\pi}{2}(180 + 315) + 7,75(315 - 180) \frac{\pi}{180} = 1786 \text{ mm.}$$

A 4. táblázatból a szabványos szíjhossz  $L_w = 1800 \text{ mm.}$

- A szíjhossznak megfelelő tengelytáv

$$a = \frac{L_w - \frac{\pi}{2}(d_{w1} + d_{w2}) - \gamma(d_{w2} - d_{w1}) \frac{\pi}{180}}{2 \cos \gamma}$$

$$a = \frac{1800 - \frac{\pi}{2}(315 + 180) - 7,75(315 - 180) \frac{\pi}{180}}{2 \cdot \cos 7,75} = 507 \text{ mm}$$

- A szíj kerületi sebessége:

$$v = \frac{d_{w1} \cdot \pi \cdot n_1}{60} = \frac{0,18 \cdot \pi \cdot 1450}{60} = 13,66 \text{ m/s}$$

- A hajlítgatási frekvencia:

$$f_s = \frac{v \cdot x}{L_w} = \frac{13,66 \cdot 2}{1,8} = 15,17 \text{ s}^{-1} < f_{\text{smeg}} = 30$$



- Az átfogási szögek:  $\beta_1=180^\circ-2\gamma = 180-2\cdot 7,75 = 164,5$   
 $\beta_2=180^\circ+2\gamma = 180+2\cdot 7,75 = 195,5$

- A szíjak száma

$$z = \frac{P \cdot C_A}{P_0 \cdot c_\beta \cdot c_u \cdot c_f \cdot c_h \cdot c_{\sigma R}}$$

ahol:  $P_0=5,19$  kW (8. táblázat) egy szíjjal átvihető névleges teljesítmény

$c_\beta=0,965$  átfogásiszög-tényező (5. táblázat).

$c_u=1,045$  áttétel-tényező (9. táblázat)

$c_f=1,01$  szíjfrekvencia-tényező (4. táblázat)

$c_h=0,92$  üzemóra -tényező (6. táblázat)

$c_{\sigma R}=1,5$  terhelésváltozás-tényező (értékét  $c_{\sigma R}=1 \dots 1,5$  közöttire kell választani.

A nagyobb értékeket akkor választjuk, ha a maximális forgatónyomaték részesedése a hajtómű élettartama alatt kicsi).

$$z = \frac{15 \cdot 1,1}{5,19 \cdot 0,965 \cdot 1,045 \cdot 1,01 \cdot 0,92 \cdot 1,5} = 2,26$$

**A szíjak fölvelt száma  $z=3$ .**

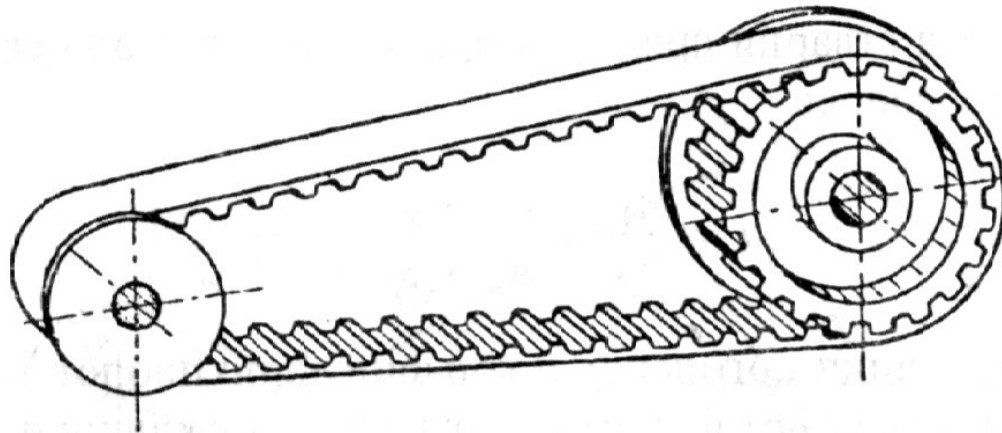
## FOGAZOTT SZÍJHAJTÁSOK

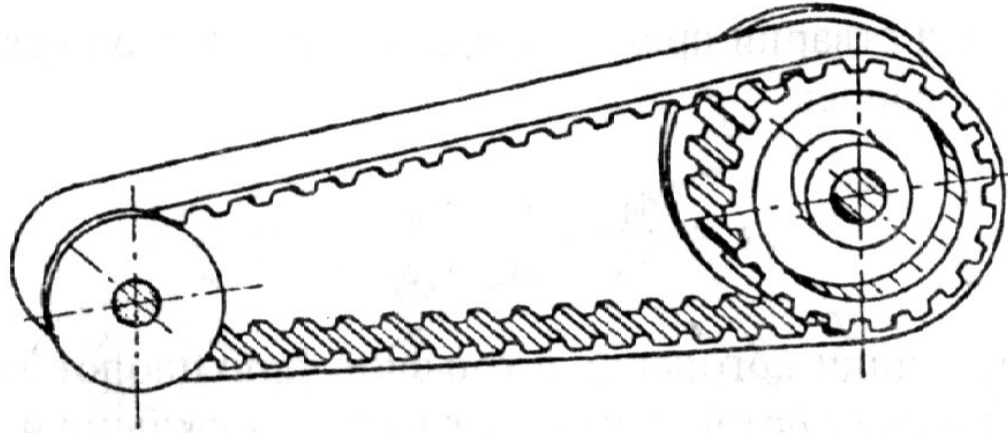
A fogakkal történő mozgásközlésnél néhány hátránya a súrlódással történő mozgásközlésnek kiküszöbölhető:

- biztosított az állandó áttétel a mozgásközlés rugalmassága mellett
- nem szükséges előfeszítés (csak oly mértékben szükséges, hogy a fogak ne ugorjanak át).

Hátrányai:

- A szíjtárcsák gyártása drágább és bonyolultabb
- Idegen test behatolása a fogak átugrását idézheti elő
- Nem nyújt túlterhelés elleni védelmet





A fogazott szíj vastagsága és fajlagos tömege viszonylag kicsi, a hajlékonysága viszont nagy és ez alkalmassá teszi nagy kerületi sebességek esetében is (kis teljesítményeknél 80 m/s, nagy teljesítményeknél 40 m/s).

Kis szíjtárcsa-átmérők engedhetők meg és ez kompakt hajtóművek készítését teszi lehetővé.

A legnagyobb kinematikai áttétel fogazott szíjhajtásnál  **$u=10$**  ( $u=i$  lassító hajtásnál ill.  $u=1/i$  gyorsító hajtásnál).

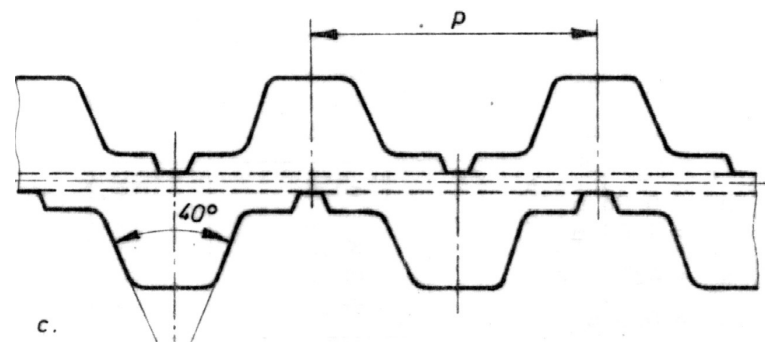
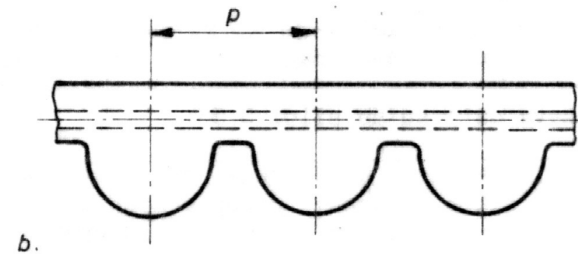
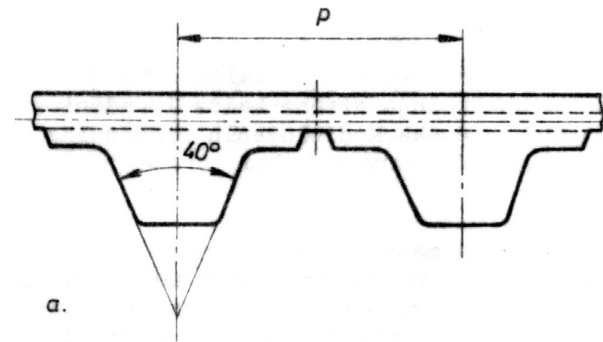
A szíj és a szíjtárcsák méretének meghatározásánál alapvető paraméter a  **$p$**  fogazatosztás.

## Fogazott szíjak

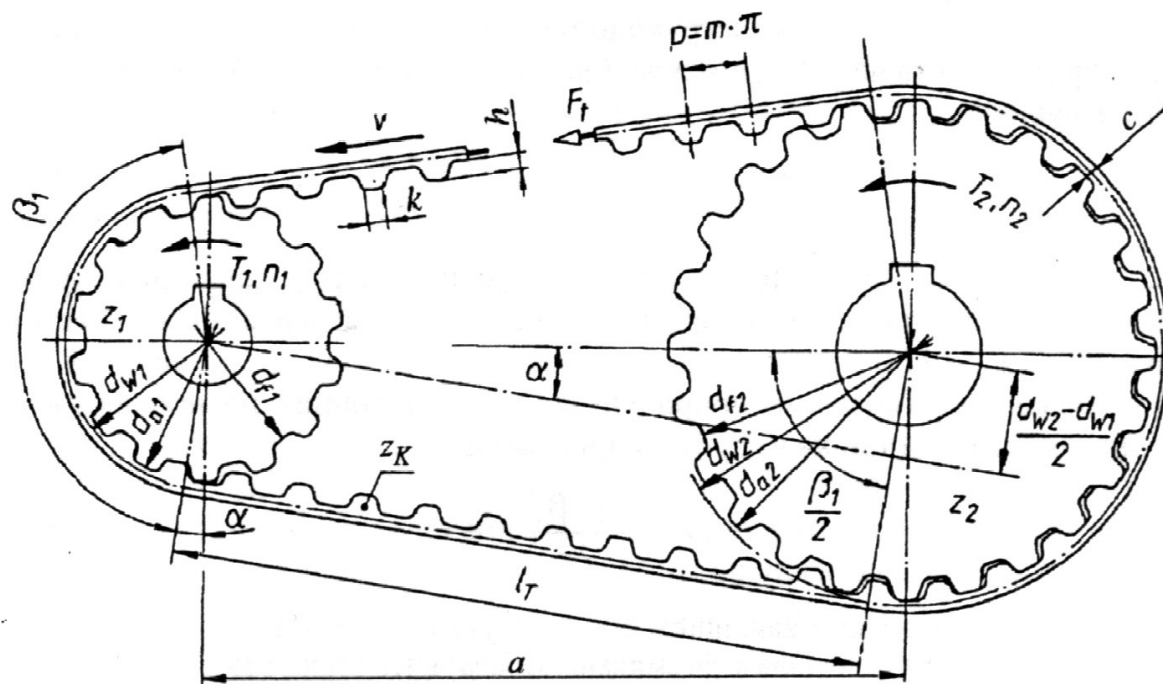
A szíj húzóelemét a teljes szélességén található acél huzalok képezik, amelyek szintetikus kaucsuk vagy poliuretán borítással vannak ellátva. A belső oldalon elhelyezkedő fogak poliamidszövet védőréteggel vannak bevonva.

A fogak alakja lehet **trapéz** vagy **félkör**

A legfontosabb paramétere a fogazott szíjnak az osztás **p**,



## A hajtómű méretei



Modul	$m = \frac{p}{\pi}$	A gördülőkör átmérő	$d_w = m \cdot z$
Fejkör	$d_a = d_w - 2c$	Láb kör	$d_f = d_a - 2H$
		A tengelytáv határértékei $a = (0,5 \dots 2)(d_{w1} + d_{w2})$	

Előzetes szíjhossz a fölvevett tengelytáv alapján

$$L_{wr} = 2a \cdot \cos \alpha + \frac{\pi}{2} (d_{w1} + d_{w2}) + \alpha (d_{w2} - d_{w1}) \frac{\pi}{180}$$

A szíjág ferdeségi szöge

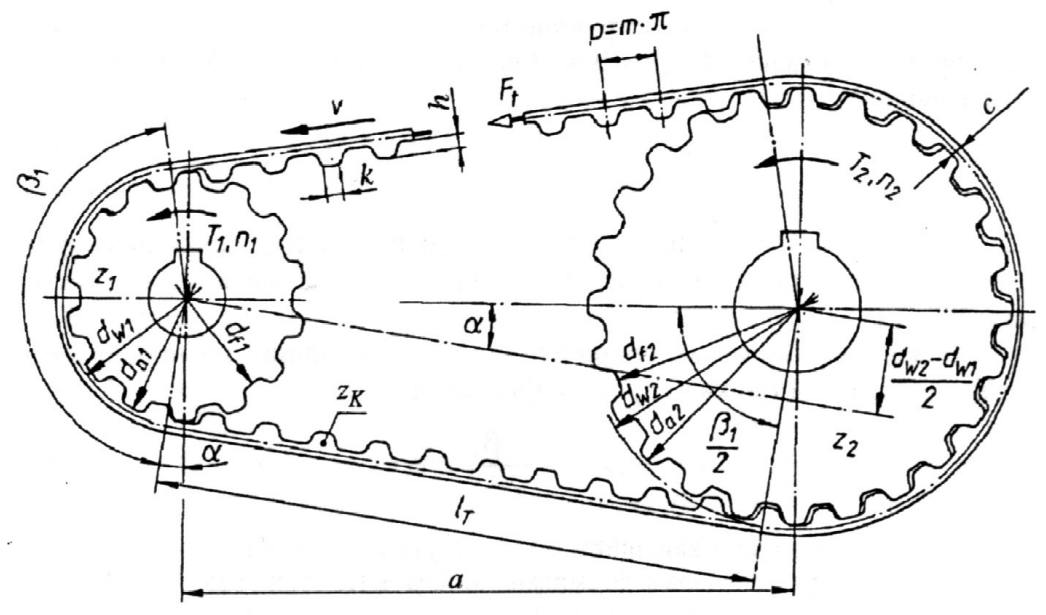
$$\alpha = \arcsin \frac{d_{w2} - d_{w1}}{2a}$$

A szíj előzetes fogszáma

$$z_{kr} = \frac{L_{wr}}{p}$$

A szíj valós fogszáma  $z_k$  és hossza

$$L_w = z_k \cdot p$$



A valós hosszak megfelelő új tengelytáv:

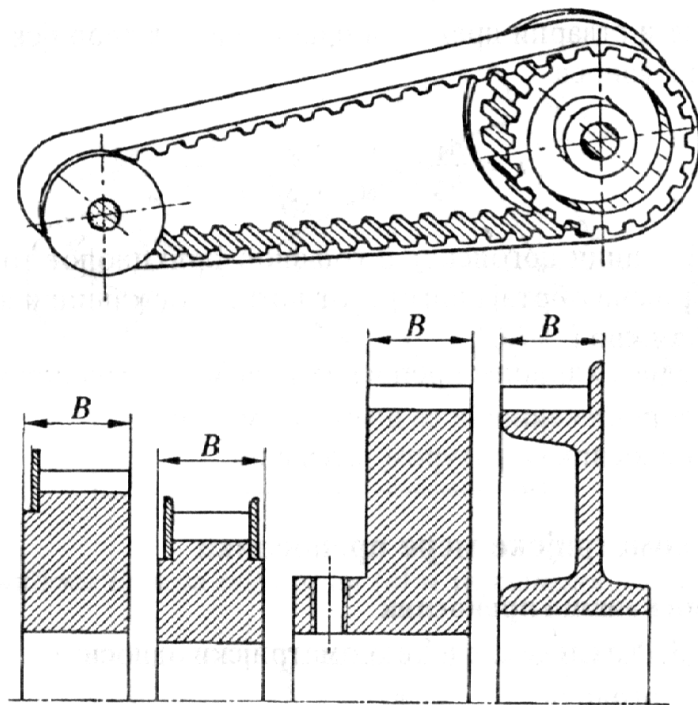
$$a = \frac{L_w - \frac{\pi}{2}(d_{w1} + d_{w2}) - \alpha(d_{w2} - d_{w1}) \frac{\pi}{180}}{2 \cos \alpha}$$

A fogazott szíjhajtások áttétele meghatározható úgy is, mint a tárcsák fogszámviszonya

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

## Szíjtárcsák kialakítása

A fogazott szíjtárcsák rendszerint egy oldalgyűrűvel vannak ellátva, mégpedig a hajtó és a hajtott tárcsák ellentétes oldalain, vagy két oldalgyűrű van egy tárcsán (megakadályozzák a szíj leesését a szíjtárcsáról)



Fogazott szíjtárcsa-kialakítások

A tárcsák anyaga alumíniumötvözet, acél vagy acélöntvény. Esetenként műanyag (poliamid) is alkalmazható.

A fogazott szíjat kevésbé kell feszíteni, mint az ékszíjat.



## A fogazott szíj kiválasztása

A szíjtípus kiválasztása a szíj maximális terhelhetősége  $P_{\max}$  alapján történik. A tárcsák fogszámát a  $z_1 > z_{\min}$ , föltételből, ill. az áttételből határozzuk meg

$$z_2 = i \cdot z_1$$

A szíj szélességét a fajlagos teljesítményből lehet kiszámolni:  $b = \frac{P \cdot C_A}{z_0 \cdot P_N}$  [cm]

ahol:

$P$  – a szíjhajtás névleges teljesítménye W,

$C_A$  - üzemtényező,

$P_N$  – a szíj fajlagos teljesítménye W/cm (táblázat),

$z_0$  - a kapcsolódó fogak száma a kistárcsán

$$z_0 = \frac{z_1 \cdot \beta_1}{2\pi}$$

$\beta_1$  – átfogási szög radiánban

Az így kapott szélességet az első nagyobb szabványos értékre kell kerekíteni.

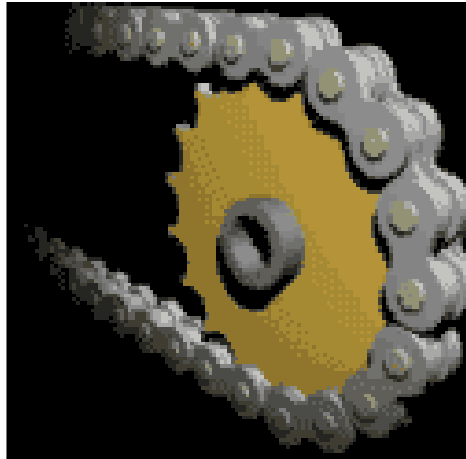
**A tengelyt terhelő erő** fogazott szíjhajtásnál:  $F_R = 1,5 \cdot C_A \cdot F_t$

ahol:  $F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}}$  a szükséges kerületi erő

A teherbírás ellenőrzését egy meghatározott szíjhajtás esetén, a húzóágban ébredő erő és a szíjra jellemző fajlagos erő  $F_N$  összehasonlításával végezzük:

$$C_A \cdot F_t \leq F_N \cdot b$$

# *LÁNCHAJTÁSOK*



A láncajtások alapvető jellemzői és felosztása

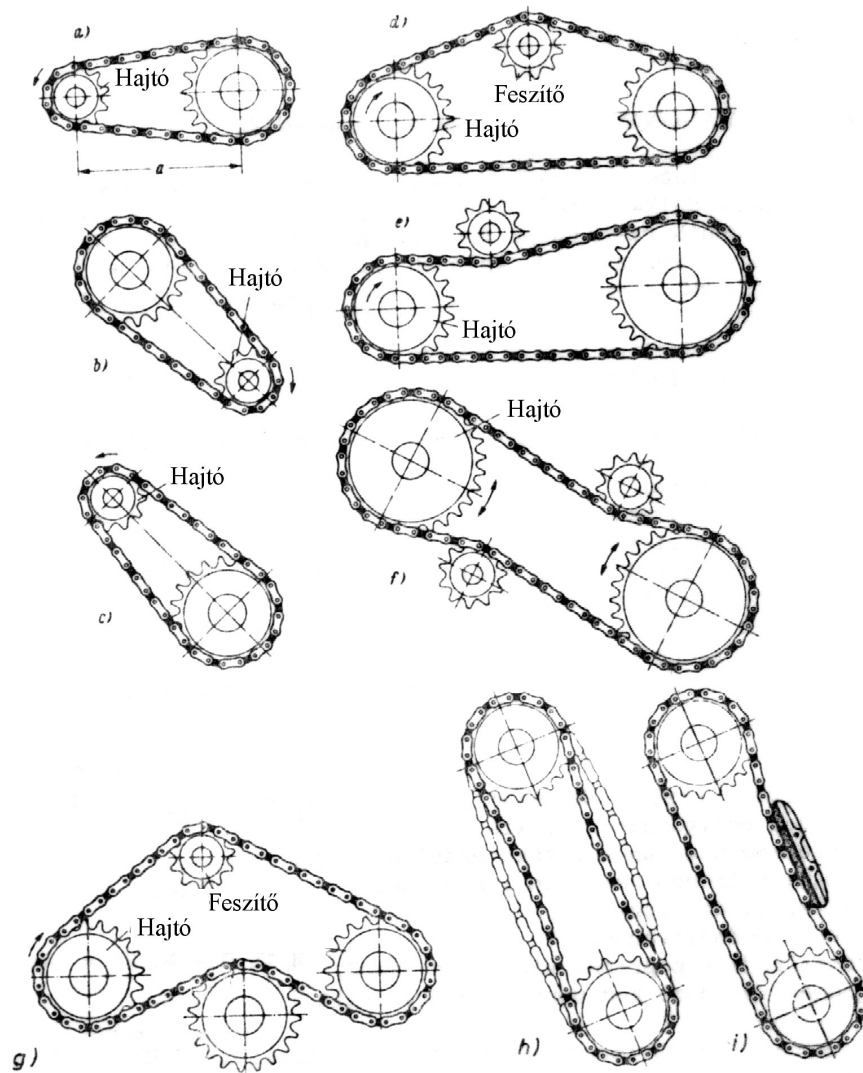
- a mozgás közlését alakjukkal végzik, így állandó áttételt biztosítanak
- alkalmasabbak nagyobb forgatónyomatékok átvitelére kisebb kerületi sebességeknél
- a láncajtás fő elemei a lánc és a lánckerekek.

### A láncajtások előnyös tulajdonságai:

- állandó áttétel,
- kis befogóméret,
- előfeszítés nem szükséges és ezzel a tengelyterhelés kisebb,
- alkalmazhatók magas hőmérsékleten is (800 °C-ig),
- jó hatásfok ( $\eta=0,98-0,99$ );
- több lánckerék egyidejűleg hajtható,
- viszonylag hosszú élettartam.

### A hátrányaik:

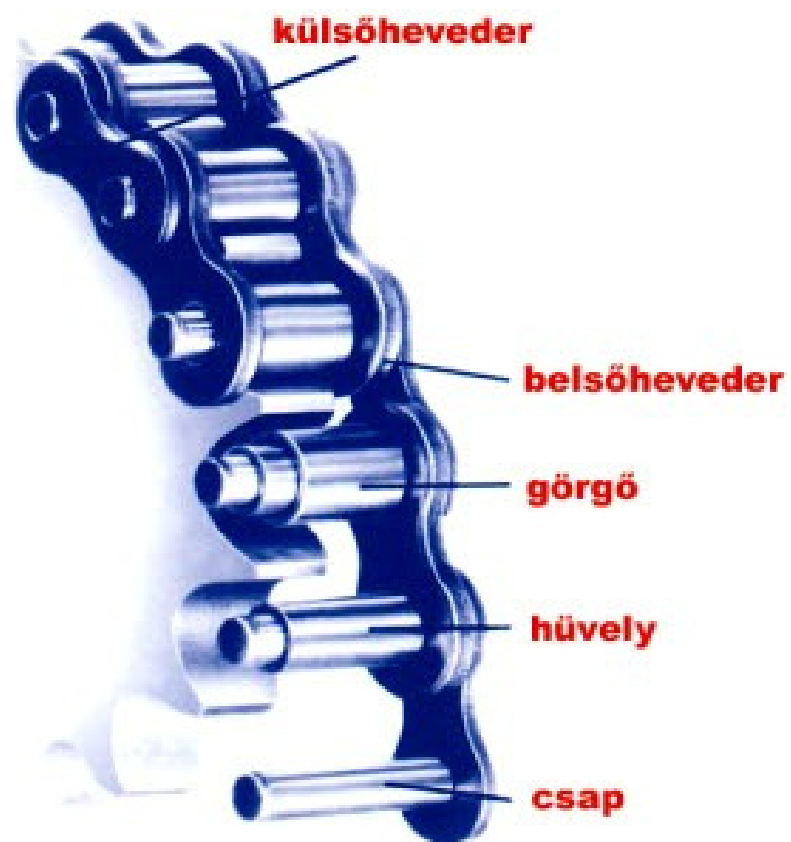
- a hajtott lánckerék egy fordulaton belüli szögsebesség ingadozása a sokszög effektus miatt,
- a lánc elemeinek kopása a lánc megnyúlásához vezet,
- kenést kell alkalmazni,
- drágábbak a szíjhajtásnál,
- zajosak,
- a külső dinamikus hatásokat csillapítás nélkül átviszik egyik tengelyről a másikra

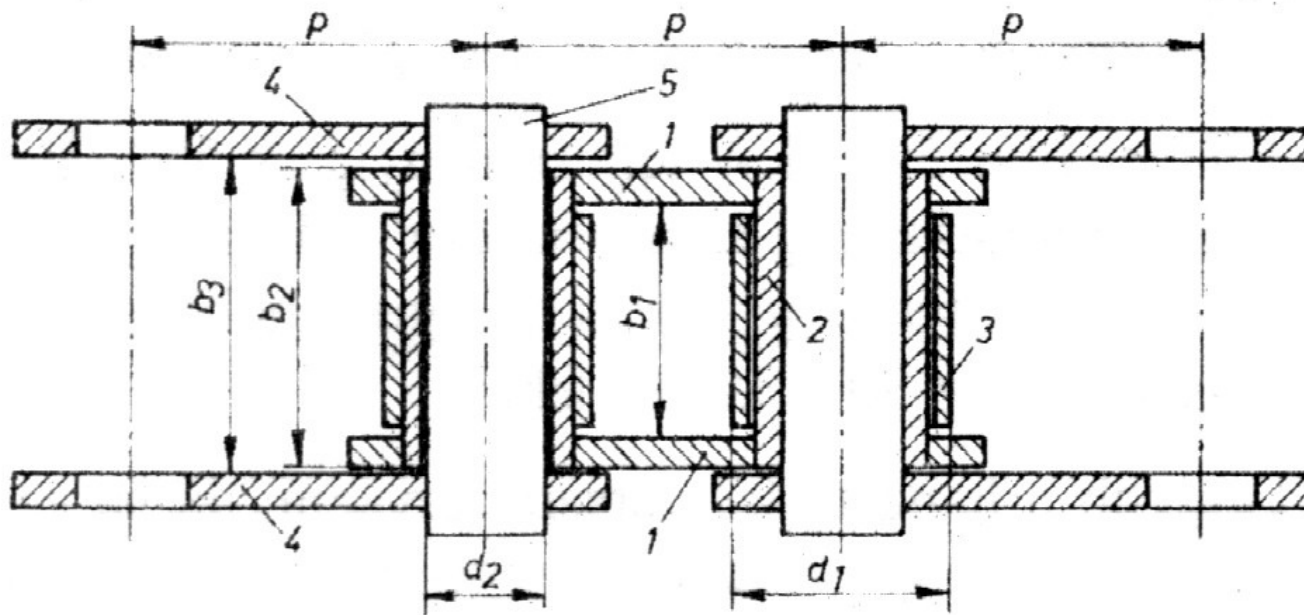


## Lánchajtások különböző megoldásai:

- A legkedvezőbb a vízszintesen elrendezett lánchajtás vagy a ferde 60 fokos ferdeségig,
- A 60 fokos ferdeségnél nagyobb ferdeséget és a függőleges elrendezést kerülni,
- Kedvezőbb, ha a húzóág felül van.
- Függőleges tengelyek meghajtásánál kerülni kell a lánchajtás alkalmazását

## Görgős láncok, a láncok és lánckerekek méretei



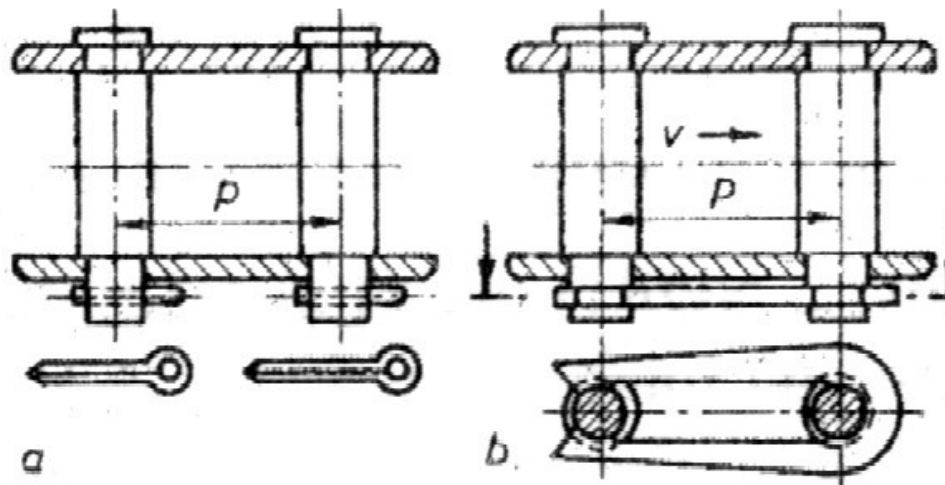


- 1- belső heveder (pár)
- 2- hüvely
- 3- görgő
- 4- külső heveder (pár)
- 5- csapszeg

**Lánctag = Két belső és két külső heveder + csapszeg + hüvely + görgő**





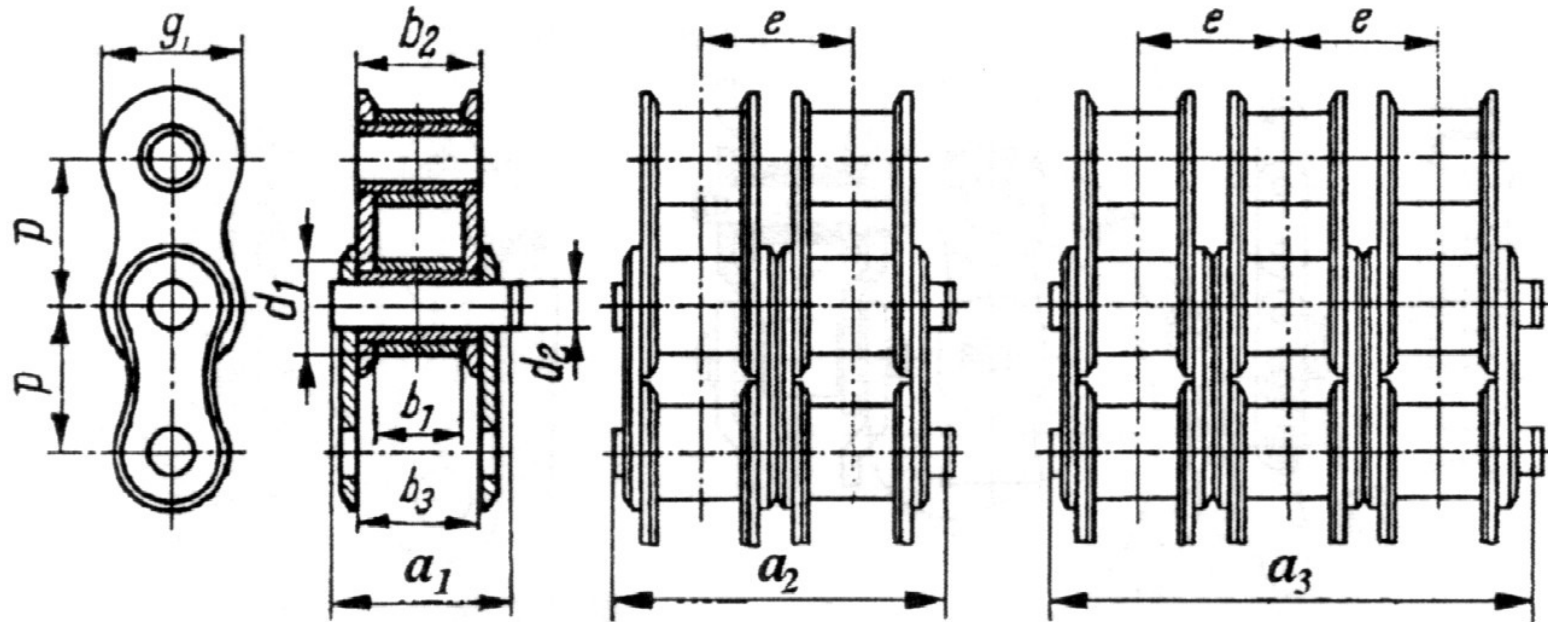


## Összekötő láncszemek (patentszemek)

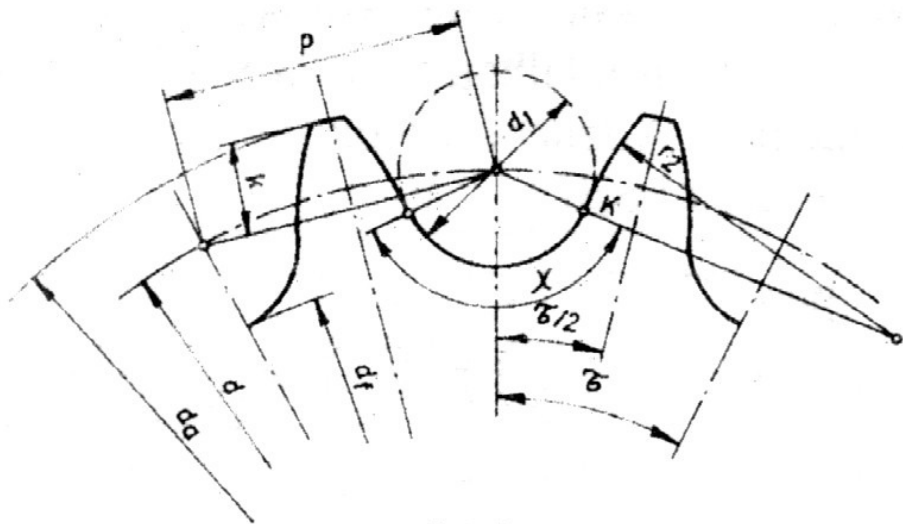
$p$  – osztás, a csapszegek tengelytávolsága



A görgős láncok lehetnek egy- kettő- vagy háromsorosak.



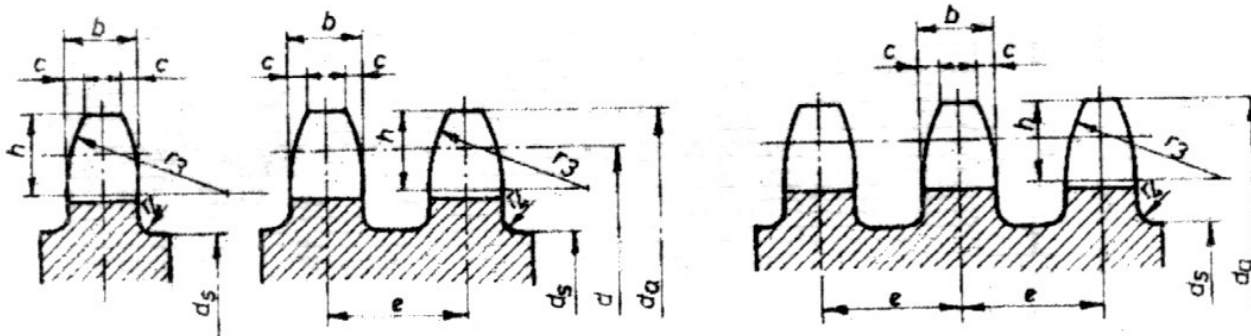
## A görgős láncokhoz használt lánckerék



$$r_3 \geq p$$

$$c = (0,1 \dots 0,15) p$$

$$h \approx 0,5 p$$



Osztókör átmérő a lánckeréken:

$$d = \frac{p}{\sin(\tau/2)}$$

Osztásszög:  $\tau = 360/z$

Láb kör átmérő:  $d_f = d - d_1$

Fejkör átmérő:

$$d_{\text{amax}} = d + 1,25 p - d_1$$

$$d_{\text{amin}} = d + (1 - 1,6/z)p - d_1$$

Fogazat méretei:

$$r_{1\text{min}} = 0,505 d_1 ;$$

$$r_{2\text{min}} = 0,12 d_1 (z+2)$$

$$r_{1\text{max}} = 0,505 d_1$$

$$+ 0,069 \sqrt[3]{d_1}$$

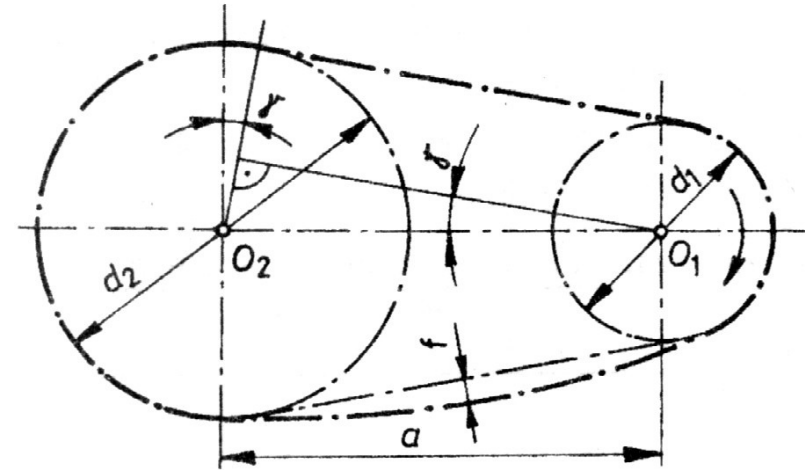
$$r_{2\text{max}} = 0,008 d_1 (z^2 + 180)$$

A fenti kifejezésekben z a fogszámot jelenti.

## A lánc és a lánckerék paramétereinek kiválasztása

**Az áttétel középértéke :** 
$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}$$

- $v \leq 25$  m/s sebesség mellett az áttétel értéke  $u < 7$ ,
- kisebb kerületi sebességeknél  $u < 10$ .

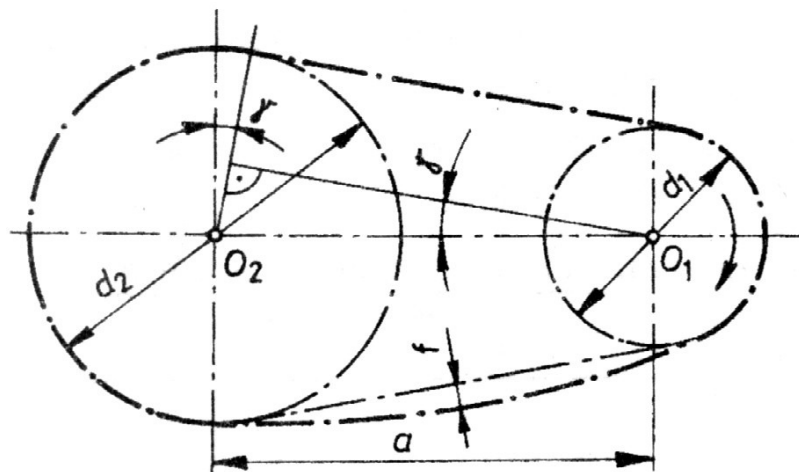


**A kis lánckerék fogszáma ( $z_1$ ) :** általában az áttétel alapján választjuk táblázatból.

**A lánc osztása:** a terhelés, a kiskerék fordulatszáma, a rendelkezésre álló hely alapján választandó.

**A tengelytáv** értékét lehetőleg a következő határok közt kell választani:

$$a = (30 \dots 50) \cdot p$$



**A lánctagok száma** a kiválasztott vagy adott tengelytávhoz :

$$Z = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1) \cdot \gamma}{\pi} + \frac{2a \cdot \cos \gamma}{p} \qquad \sin \gamma = \frac{d_2 - d_1}{2a}$$

**A tengelytáv**, a főlvett lánctagok számának (páros szám) megfelelően:

$$a = \frac{p}{2 \cos \gamma} \left[ Z - \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1) \cdot \gamma}{\pi} \right]$$

## A lánc terhelése és teherbírása

A húzóágában ébredő kerületi erő névleges értéke:  $F_t = 2T/d$  .

A kerületi erő névleges értékét szorozni kell a  $K_A$  üzemtényezővel (táblázat):  $K_A \cdot F_t$ .

A centrifugális erő, amely a láncot teljes hosszában húzásra terheli:  $F_c = q \cdot v^2$ ,

ahol:  $q$  a lánc fajlagos tömege (kg/m),  
 $v$  a lánc sebessége,

A lánchajtást jelentős belső dinamikus erők jellemzik:  $K_v$  (belső dinamikus erőtényező, táblázat)

Az előbbieken alapján **a húzóágban ható erő:**

$$F = K_v \cdot (K_A \cdot F_t + F_c)$$

## A hevederek igénybevétele

A váltakozó erőhatás → váltakozó húzófeszültség a lánc hevedereiben

A dinamikus biztonsági tényező szakításra:  $S_D = \frac{F_D}{F} = \frac{\xi_D \cdot F_M}{K_v (K_A \cdot F_t + F_c)} > 1,5 \dots 2,5$

ahol:  $F_M$  – sztatikus szakítószilárdság (táblázat),

$\xi_D = F_D / F_M$  – A dinamikus és sztatikus szakítóerő viszonya

$\xi_D = 0,15 - 0,2$  görgős láncoknál és

$\xi_D = 0,04 - 0,05$  fogazott láncoknál)

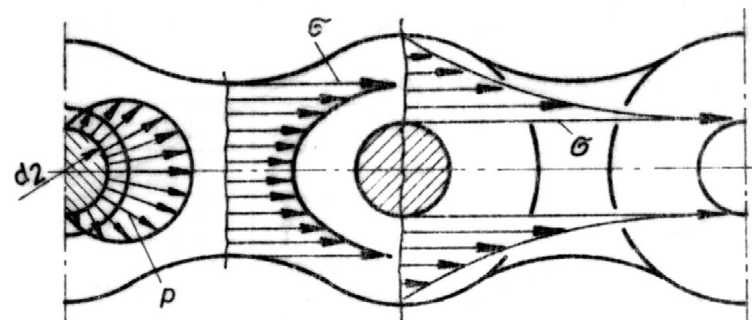
## A csuklók igénybevétele

A hüvely és a csapszeg közötti felületi

nyomás: 
$$p = \frac{F}{A}$$

ahol:

A – a csukló érintkező felületének vetülete.



Felszíni nyomás + csúszás → kopás

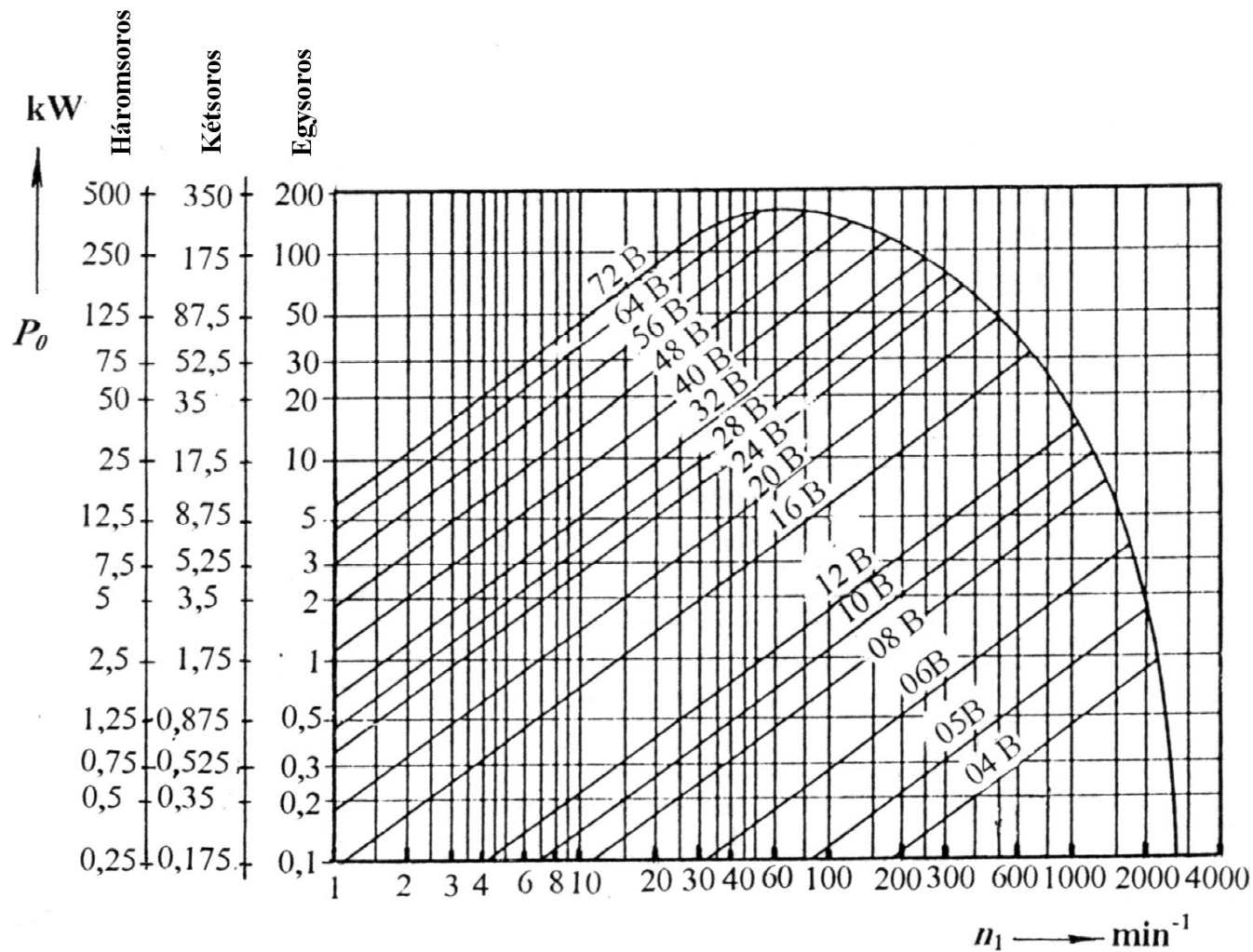
A kopás kritikus nagyságát a láncc 3% -os nyúlása jelenti.

A láncc élettartamát a kritikus kopás határozza meg.

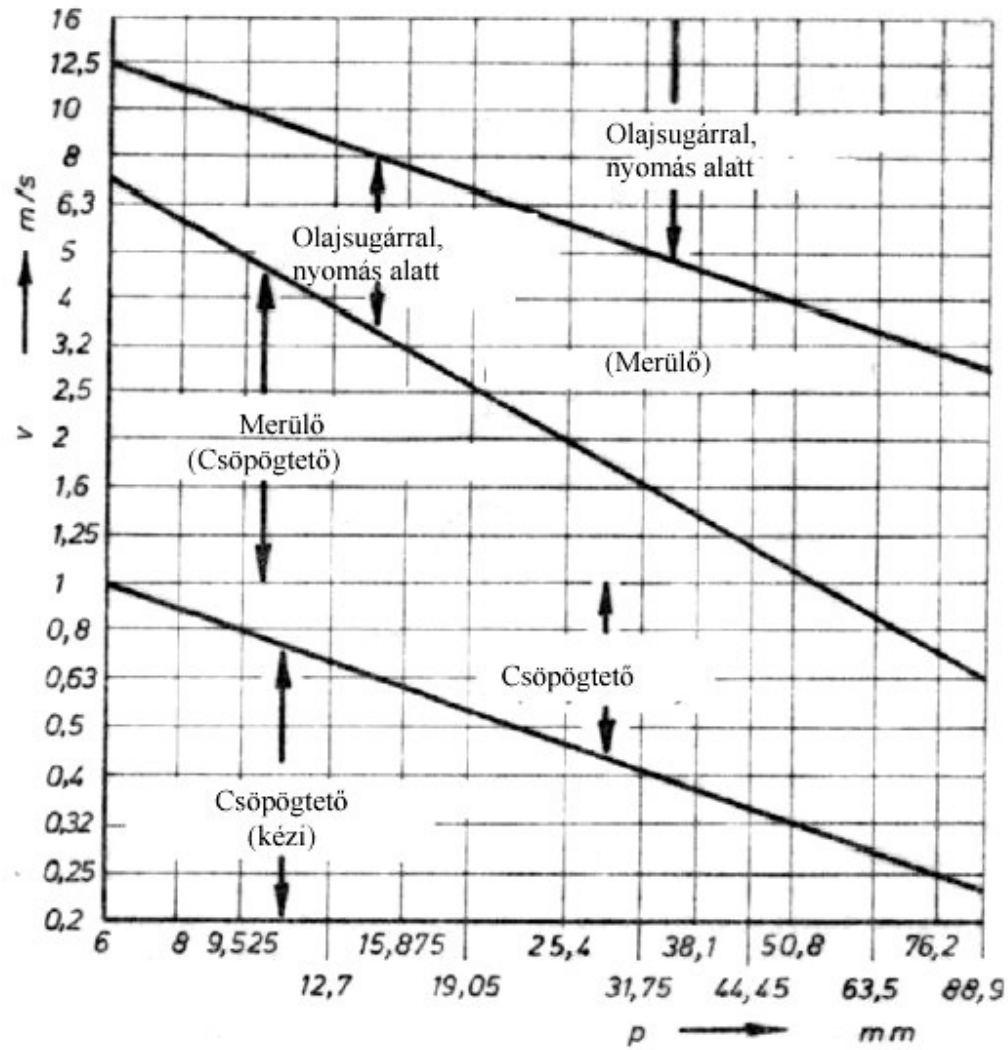


## A lánc kiválasztása

A lánc nagyságának kiválasztását a teljesítmény és a kiskerék fordulatszáma alapján végezzük.



## Lánchajtások kenése



A kenési mód kiválasztása