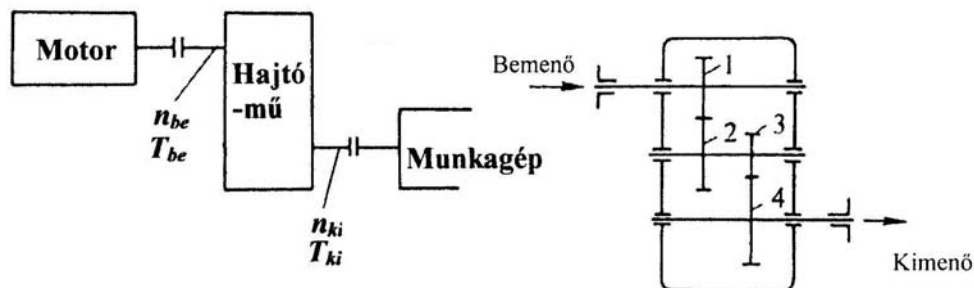


### 3. MECHANIKUS HAJTÁSOK

Különböző munkagépek (járművek, daruk, szállítószalagok, keverők stb.) meghajtásához meghajtógépeket használnak, leggyakrabban villanymotorokat, belsőégésű motorokat és turbinákat. Általános jellemzői a felsorolt motoroknak, hogy gazdaságosan csak relatív nagy fordulatszámmal és kis forgatónyomatékkal üzemelnek. Másfelől a munkagépek rendszerint kisebb fordulatszámot és nagy forgatónyomatékot igényelnek. Ezért a motor és a munkagép közé rendszerint egy hajtóművet iktatnak amelynek az a feladata, hogy a motor fordulatszámát a munkagép igényeihez alakítsa (3-1 ábra). Leggyakrabban a motor fordulatszámát csökkenteni kell, és ebben az esetben a hajtóművet reduktornak nevezzük. Sokkal ritkábban van igény a fordulatszám növelésére, és ilyenkor gyorsító hajtóművet (multiplikálót) használunk.



3-1 ábra. A hajtómű helyzete [1]

A hajtómű bemenő tengelye a motorral, a kimenő tengelye pedig a munkagéppel van összekötve, közvetlenül vagy tengelykapcsoló segítségével. 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 szükséges fordulatszám módosítás sokszor nem valósítható meg egy hajtásfokozattal (egy pár főelemmel), ilyenkor többfokozatú hajtóművet alkalmaznak, amely lehet kétfokozatú, háromfokozatú stb. (3-1 ábra). 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).
- Lánc hajtások, amelyeknél a hajtás lánc közvetítésével, alakkal történik.

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

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

A fordulatszám és a szögsebesség közötti összefüggés :  $\omega = 2\pi \cdot n$  ,

ha  $n$  másodpercenkénti fordulatszám, vagy  $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$

ha  $n$  percenkénti fordulatszám.

Többfokozatú hajtóműveknél az áttételt az egyes fokozatok szorzata adja

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

Az olyan hajtóműveket, amelyeknél több áttétel, azaz több előre meghatározott kimenő fordulatszám is megvalósítható, változatlan bemenő fordulatszám mellett, sebességváltóknak nevezzük. Azokat a sebességváltókat, amelyeknél a kimenő fordulatszám bizonyos határok között fokozat nélkül változtatható, variátoroknak nevezzük.

A hajtómű hatásfoka a bemenőtengelyen felvett és a kimenőtengelyen leadott teljesítmény viszonya. Mindig egynél kisebb, mert a felvett teljesítmény egy része a hajtóműben jelentkező súrlódás miatt hővé alakul.

$$\eta = \frac{P_{ki}}{P_{be}} = \frac{P_{be} - P_v}{P_{be}} = 1 - \frac{P_v}{P_{be}}, \quad P_v - \text{teljesítmény veszteség}$$

Ha több hajtómű van sorba kötve, akkor az összh hatásfok az egyes hajtóművek hatásfokának szorzataként számítható

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots$$

A P teljesítménnyel megvalósítható forgatónyomaték a következő kifejezéssel számítható:

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

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

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

Könnyen megállapítható, hogy ha  $i > 1$  (lassító hajtás) a kimenő forgatónyomaték nagyobb lesz a bemenőnél, ill. ha  $i < 1$  (gyorsító hajtás) a kimenő forgatónyomaték kisebb lesz a bemenőnél.

### 3.1 Dörzshajtások

#### 3.1.1 Dörzshajtás alapjai és kinematikája

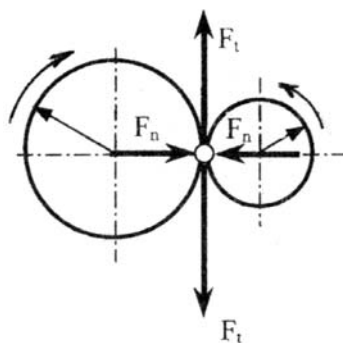
A forgatónyomaték közlése a dörzskerekek közvetlen érintkezésével, a kerek egymáshoz nyomásból eredő normálerő hatására létrejövő, súrlódóerő által történik. A kerületi erő értéke, amellyel a hajtókerék a hajtottat mozgatja, megegyezik a súrlódóerővel, amely értéke a dörzsfelületeken jelentkező  $\mu$  súrlódástényezőtől és az érintkezési pontban ható normálerő  $F_n$  nagyságától függ.

$$F_\mu = \mu \cdot F_n$$

A csúszás elkerülésének érdekében teljesülni kell a következő feltételnek:  $F_t < \mu \cdot F_n$

$F_t$  a nyomatékvitelhez szükséges kerületi erő (3-2 ábra).

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}, \quad \text{ahol } d_1 \text{ és } d_2 \text{ a hajtó és hajtott keréktátrékok.}$$



Az érintkezésfelületek súrlódástényezője a kerek anyaga mellett más tényezőktől is függ (nedvesség, szennyeződések, stb), ezért a szükséges kerületi erő megvalósulása érdekében megcsúszás elleni biztonsági tényezőt  $S_\mu$  vezetünk be:

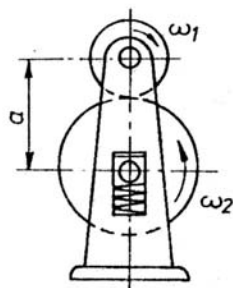
$$\mu \cdot F_n = S_\mu \cdot F_t, \quad \text{innen} \quad F_n = S_\mu \cdot \frac{F_t}{\mu}$$

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.

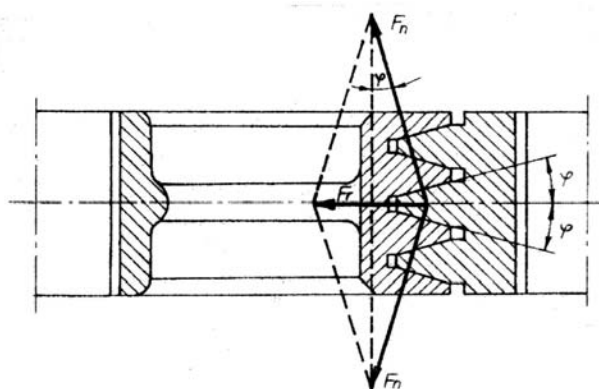
3-2. Dörzskerekek erőjátéka

A dörzshajtások felosztása több szempontból végezhető. A tengelyek helyzete szerint lehetnek párhuzamos tengelyűek – hengeres kerek (5-3 ábra) és egymást metsző tengelyűek – kúpkerék. A munkafelület kialakítása szerint lehetnek hornyolt vagy sima munkafelületűek. A hornyolt munkafelület előnye, hogy azonos kerületi erő megvalósításához kisebb normálerő szükséges.

Az áttétel jellege szerint lehetnek állandó áttételű hajtások vagy változó áttételű hajtások – variátorok. Itt meg kell említeni, hogy az állandó áttételű hajtásoknál az áttétel csak feltételesen állandó ui. a dörzshajtásoknál mindig van bizonyos csúszás az érintkezési felületeken.



a)



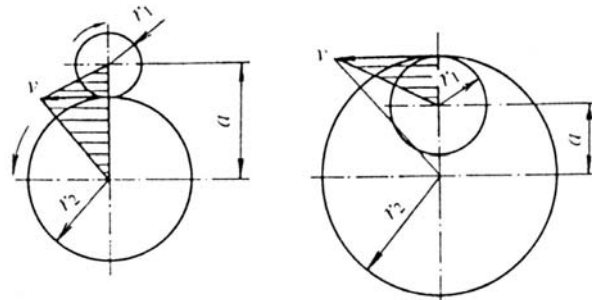
b)

5-3 ábra Hengeres dörzshajtoművek a) sima; b) hornyolt munkafelülettel. [4]

Hengeres kerekknél az érintkezés lehet külső vagy belső felületen (3-4 ábra). Ha a kerek csúszásmentesen gördülnek, akkor a kerületi sebességük azonos

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

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



3-4. Külső és belső hengeres dörzskerékpár

A tengelytáv külső hengeres kerekéknél  $a = r_1 + r_2$

Míg belsőkapcsolódásnál  $a = r_2 - r_1$

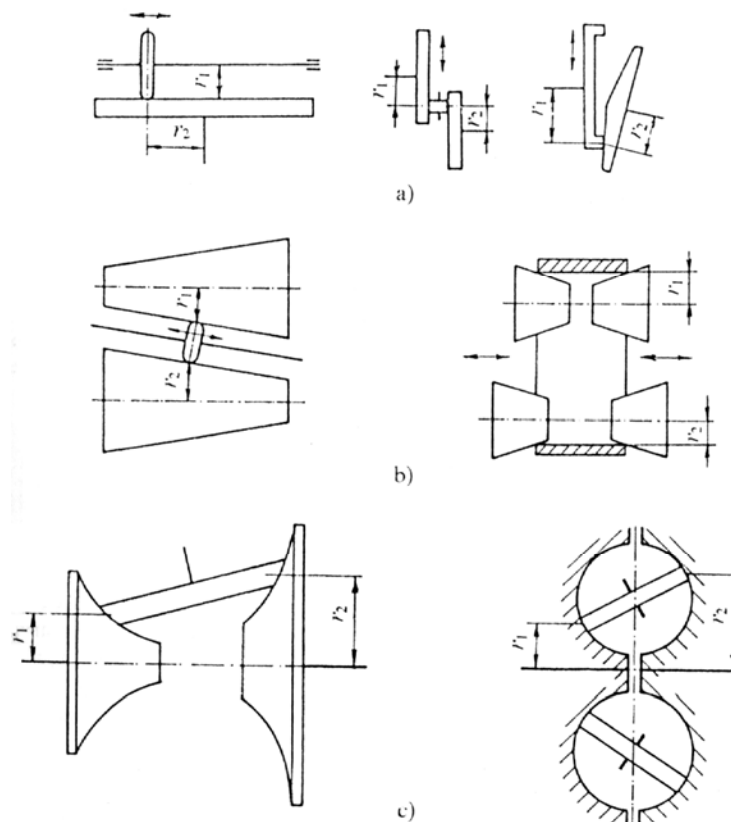
Adott tengelytáv és áttétel esetében kiszámíthatók a kerek sugarai, külső kapcsolódásnál

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

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. Sokféle megoldás van amelyek két szempontból csoportosíthatók. Az érintkezési felület alakja szerint három csoportot különböztetünk meg: a) tárcsás variátorok, b) kúphengeres variátorok, c) tórusz vagy globoid szerű érintkező felületekkel (3-5 ábra).



3-5 ábra. Néhány variátortípus vázlatja.[1]

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.

Fontos jellemzője a variátoroknak a szabályozási tartomány, amely a legnagyobb és a legkisebb megvalósítható fordulatszám viszonya

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

### 3.1.2. Dörzshajtások méretezése és élettartama

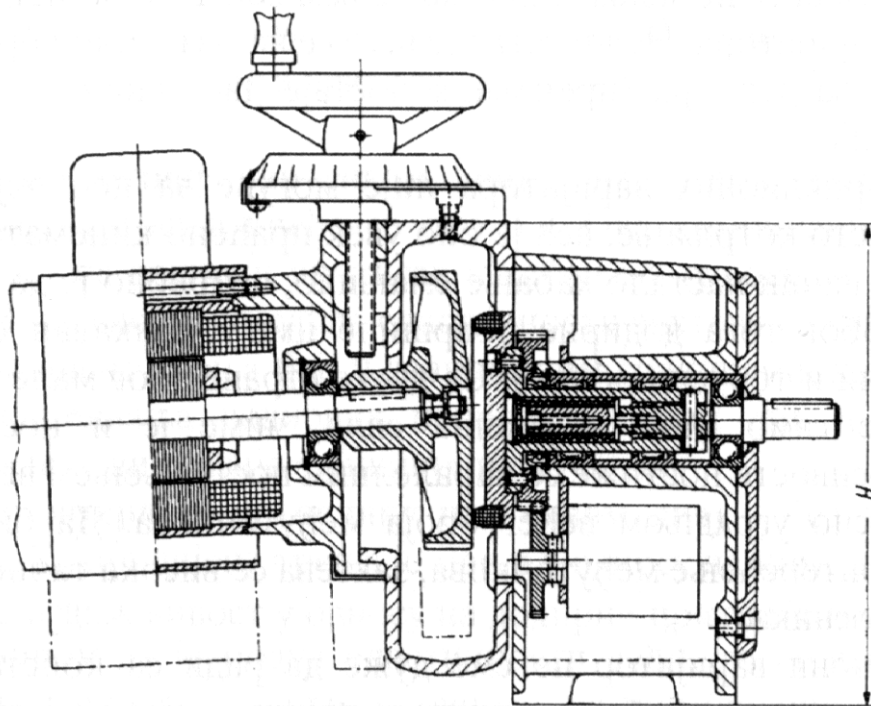
A dörzsfelületek teherbírását elsősorban az  $F_n$  normálerő okozta felszíni nyomás határozza meg, amelyet a Herz-féle képlettel számolhatunk. A kerekek gördülése folytán az érintkezési vonal állandóan változik és minden fordulatonál egy terhelési ciklus megy végbe. Ennek következtében a dörzskerekek hosszabb működése után anyagfáradás állhat be (gödrösödés). Ezért a működő felszíni nyomás értéke a megengedettnél kisebb kell, hogy legyen.

Hengeres kerekek esetében a Herz-feszültség számítását az alábbi képlettel végezzük:

$$p_{\max} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{F_n \cdot E}{b \cdot \rho}} \leq p_{\text{meg}}, \text{ ahol}$$

$E = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$  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:  $\rho_1 = r_1$   $\rho_2 = r_2$



3-6. Tárcsás variátor szerkezete. [2]

Az élettartam dörzshajtóműveknél az érintkező felületek kopásintenzitásától függ. A megfelelő anyagválasztásnak lehetővé kell tenni a dörzshajtómű minél hosszabb és megbízható működését. 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).