

**Óbudai Egyetem
Bánki Donát Gépész és
Biztonságtechnikai Mérnöki Kar
Anyagtudományi és Gyártástechnológiai Intézet**

Összetett hajtómű fogszámainak meghatározása a fordulatszám ábra alapján és összeállítási rajz segédlet



2012

**Hervay Péter
egyetemi adjunktus**

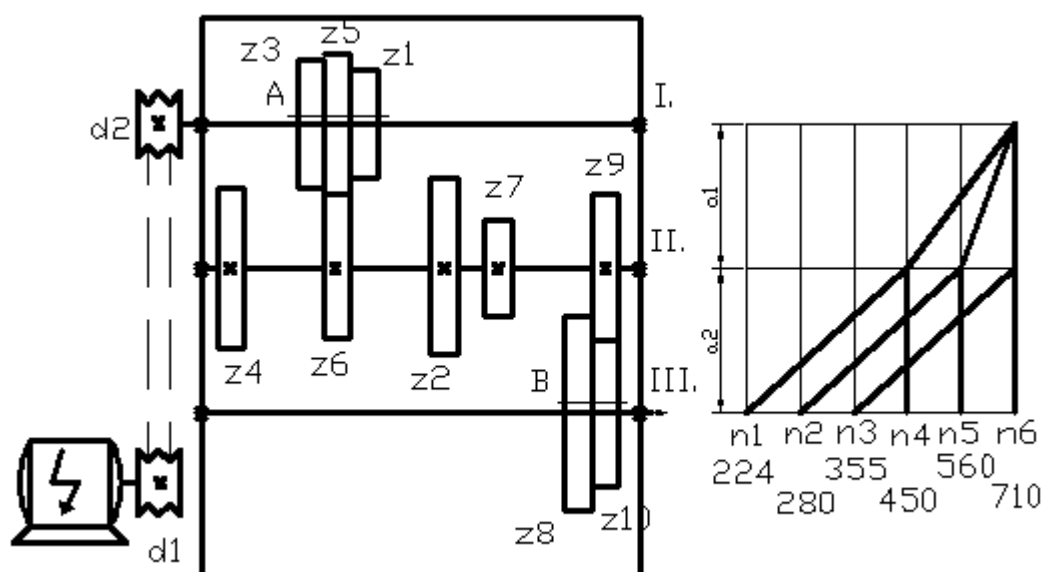
Összetett hajtómű fogszámainak meghatározása a fordulatszám ábra alapján

A hajtóművek fogaskerekeinek fogszámát az áttételek alapján határozzuk meg.

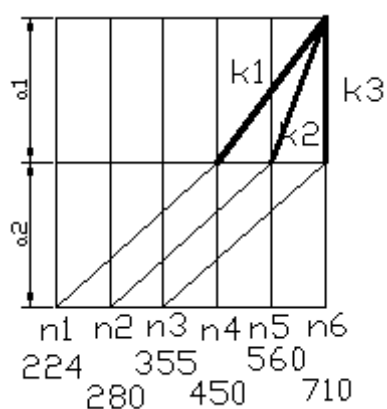
Meghatározandó az alábbi hajtómű fogaskerekeinek fogszáma.

A kiinduló adatok a következők:

- fokozati tényező: $\varphi=1.25$
- a motor fordulatszáma: $n=710$ ford/min
- a hajtómű szerkezeti felépítése: $Z=3.2=6$



A hajtómű viszonyok az I. és II. tengely között:

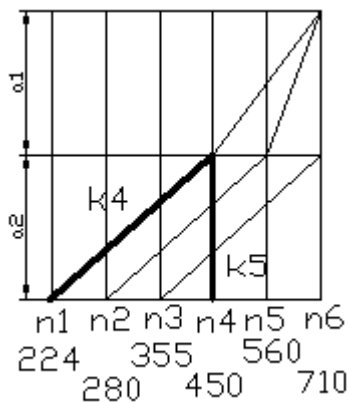


$$k_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{\varphi^2}$$

$$k_2 = \frac{z_3}{z_4} = \frac{1}{\varphi}$$

$$k_3 = \frac{z_5}{z_6} = \frac{1}{\varphi^0} = \frac{1}{1}$$

A hajtómű viszonyok a II. és III. tengely között:



$$k_4 = \frac{z_7}{z_8} = \frac{1}{\varphi^3}$$

$$k_5 = \frac{z_9}{z_{10}} = \frac{1}{\varphi^0} = \frac{1}{1}$$

A fogaskerek fogszámainak számításakor a következő kötöttségeket kell figyelembe venni:

- egy hajtóműegységben a tengelytávolság állandó,
- a fogszám csak egész szám lehet
- a fogszám egy megengedett minimális és maximális érték között lehet

$$z_{\min} = 17 \div 18; z_{\max} = 80 \dots 100$$

-egy fogaskerékpárra megengedhető hajtóviszony:

$$\frac{1}{4} \leq k \leq 2$$

- a fordulatszámoknak mértani fordulatszámstort kell alkotniuk
- egy hajtóműegységben azonos modult használunk

A hajtómű tengelytávjai:

$$a_1 = \frac{z_1 + z_2}{2} m_1 = \frac{z_3 + z_4}{2} m_1 = \frac{z_5 + z_6}{2} m_1$$

$$a_2 = \frac{z_7 + z_8}{2} m_2 = \frac{z_9 + z_{10}}{2} m_2$$

Ebből következik, hogy egy hajtóműegységen belül, az egymással kapcsolódó fogaskerek fogszámának összege állandó

$$z_1 + z_2 = z_3 + z_4 = z_5 + z_6$$

és

$$z_7 + z_8 = z_9 + z_{10}$$

Írjuk fel az első hajtóműegység áttétel viszonyait úgy, hogy az áttételeket két (lehetőleg legkisebb) egész szám hányadosaként kapjuk.

$$k_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{1,25^2} = \frac{1}{1,56} = \frac{7}{11}$$

$$k_2 = \frac{z_3}{z_4} = \frac{1}{\varphi} = \frac{1}{1,25} = \frac{4}{5}$$

$$k_3 = \frac{z_5}{z_6} = \frac{1}{\varphi^0} = \frac{1}{1}$$

Ezek az egész számok arányosak a fogaskerek fogszámával, tehát a számlálók és a nevezők összege pedig a tengelytávval.

Az első hajtóműegységre:

$$7 + 11 = 18$$

$$4 + 5 = 9$$

$$1 + 1 = 2$$

a legkisebb közös többszörös: $= 18$

Ha ezt a legkisebb közös többszöröst az áttételek arányában osztanánk fel, akkor a kapott fogszámok kisebbek lennének, mint a használható legkisebb fogszám, $z_{\min}=17$.

Ha a legkisebb közös többszöröst (K) megszorozzuk egy egész számmal (E), akkor megkapjuk az áttétel közös fogszámát ($2z_0$).

$$2z_0 = K \cdot E = 18 \cdot 3 = 54$$

Az E egész számot úgy válasszuk meg, hogy a közös fogszám, $2z_0$ ne legyen nagyobb 120...150-nél.

Ha a közös fogszámot bontjuk fel a módosítások arányában, akkor megkapjuk a fogaskerek fogszámát.

$$z_1 = \frac{54}{18} \cdot 7 = 21 \quad z_2 = \frac{54}{18} \cdot 11 = 33$$

$$z_3 = \frac{54}{9} \cdot 4 = 24 \quad z_4 = \frac{54}{9} \cdot 5 = 30$$

$$z_5 = \frac{54}{2} \cdot 1 = 27 \quad z_6 = \frac{54}{2} \cdot 1 = 27$$

A második hajtóműegységnél:

$$k_4 = \frac{z_7}{z_8} = \frac{1}{\varphi^3} = \frac{1}{1,25^3} = \frac{1}{2}$$

$$k_5 = \frac{z_9}{z_{10}} = \frac{1}{\varphi^0} = \frac{1}{1}$$

a második hajtóműegységre:

$$1 + 2 = 3$$

$$1 + 1 = 2$$

a legkisebb közös többszörös: $= 6$

A fogszámösszeg:

$$2z_0 = K \cdot E = 6 \cdot 9 = 54$$

A második hajtóműegység fogszámai:

$$z_7 = \frac{54}{3} \cdot 1 = 18 \quad z_8 = \frac{54}{3} \cdot 2 = 36$$

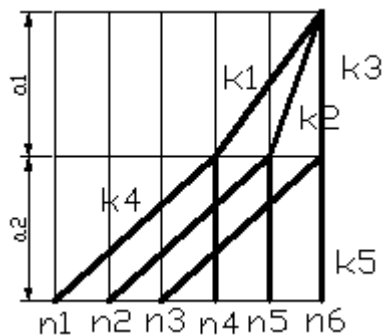
$$z_9 = \frac{54}{2} \cdot 1 = 27 \quad z_{10} = \frac{54}{2} \cdot 1 = 27$$

Vizsgáljuk meg, hogy az így kapott fogszámok megfelelnek-e a hajtóműnek.

A feladat megfogalmazásánál a motor fordulatszáma 710 ford/min (aszinkron fordulatszám). Ezt a fordulatszámot tartalmazza a hajtómű fordulatszám tartománya, éppen az n_6 .

A feladatban a szabványos fordulatszámot tüntettük fel a fordulatszám ábrán.

A tényleges fordulatszámot a fordulatszámábra segítségével a most kiszámított fogszámokkal határozzuk meg. A d_1 és d_2 szíjtárcsa átmérők módosítása a szlippel együtt 1, ezért azzal nem számolunk.



$$n_{1tényl} = n_{mot} \cdot \frac{d_1}{d_2} \cdot k_1 \cdot k_4 = 710 \cdot \frac{21}{33} \cdot \frac{18}{36} = 225,9 \text{ ford/min}$$

$$n_{2tényl} = n_{mot} \cdot \frac{d_1}{d_2} \cdot k_2 \cdot k_4 = 710 \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{18}{36} = 284 \text{ ford/min}$$

$$n_{3tényl} = n_{mot} \cdot \frac{d_1}{d_2} \cdot k_3 \cdot k_4 = 710 \cdot \frac{27}{27} \cdot \frac{18}{36} = 355 \text{ ford/min}$$

$$n_{4tényl} = n_{mot} \cdot \frac{d_1}{d_2} \cdot k_1 \cdot k_5 = 710 \cdot \frac{21}{33} \cdot \frac{27}{27} = 451,8 \text{ ford/min}$$

$$n_{5tényl} = n_{mot} \cdot \frac{d_1}{d_2} \cdot k_2 \cdot k_5 = 710 \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{27}{27} = 568 \text{ ford/min}$$

$$n_{\text{tényl}} = n_{\text{mot}} \cdot \frac{d_1}{d_2} \cdot k_3 \cdot k_5 = 710 \cdot \frac{27}{27} \cdot \frac{27}{27} = 710 \text{ ford/min}$$

Határozzuk meg a hajtómű hibáját:

$$H\% = \frac{n_{\text{tényl}} - n_{\text{szabv}}}{n_{\text{szabv}}} \cdot 100$$

$$H_1 = \frac{225,9 - 224}{224} \cdot 100 = 0,85\%$$

$$H_2 = \frac{284 - 280}{280} \cdot 100 = 1,43\%$$

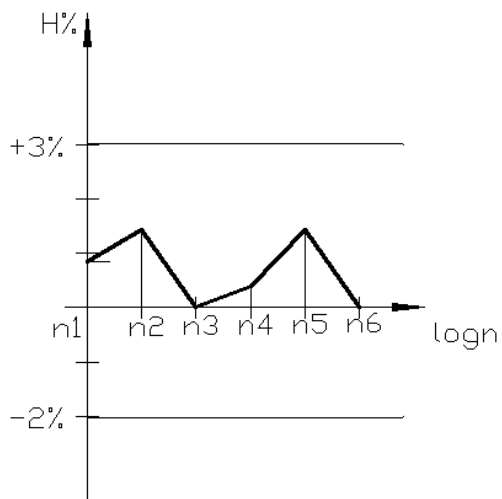
$$H_3 = \frac{355 - 355}{355} \cdot 100 = 0\%$$

$$H_4 = \frac{451,8 - 450}{450} \cdot 100 = 0,4\%$$

$$H_5 = \frac{568 - 560}{560} \cdot 100 = 1,43\%$$

$$H_6 = \frac{710 - 710}{710} \cdot 100 = 0\%$$

Megrajzolható a hibagörbe:



Megállapítható, hogy a hajtómű hibája +3% és -2% között van, tehát megfelelő.

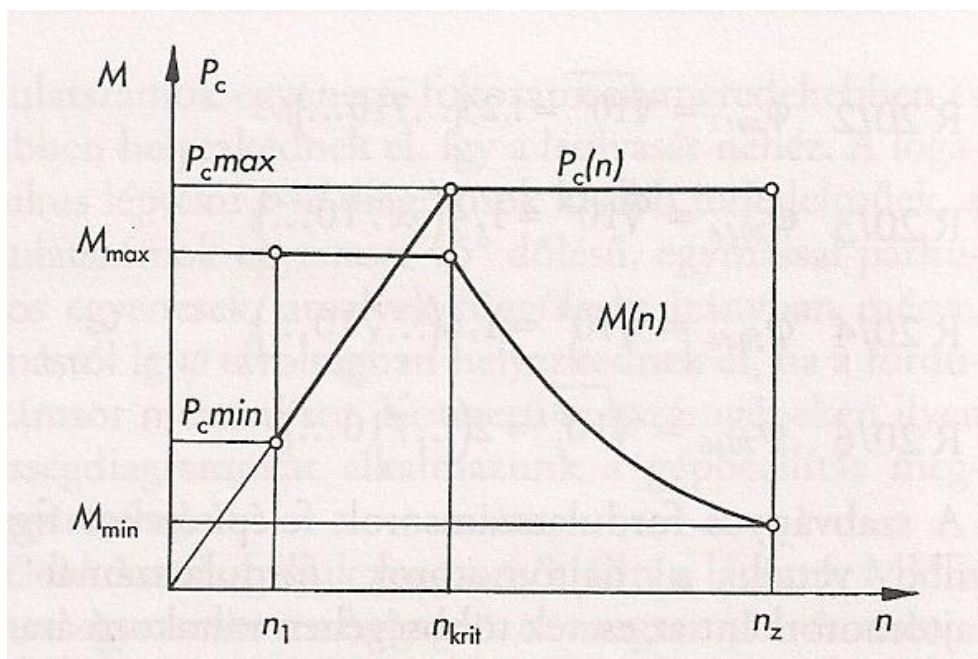
Megjegyzés:

Elméleti fordulatszámokon az R20 sor általában hat tizedes pontossággal számított (ki nem kerekített) értékeit értjük

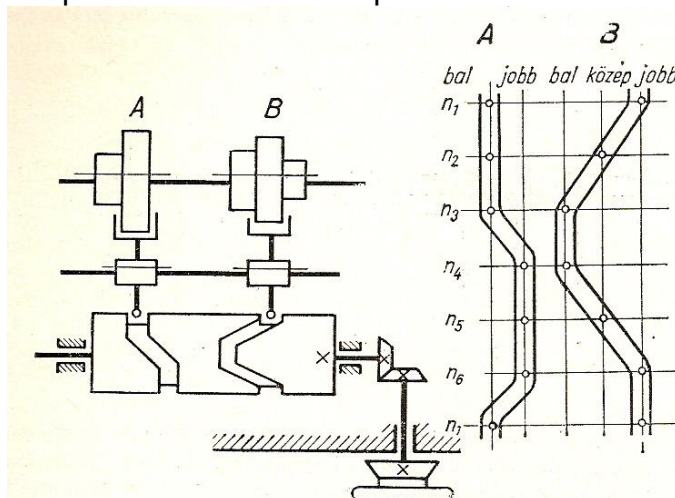
Névleges fordulatszám a gépen előállítani kívánt fordulatszám.

Tényleges fordulatszám a gép főorsójának – egy bizonyos névleges fordulatszámra történő kapcsolás és egy adott terhelés mellett – valós fordulatszáma.

Kritikus fordulatszám a gép névleges fordulatszámai közül az a legkisebb fordulatszám, amely mellett a hajtómotor még névleges teljesítménnyel terhelhető anélkül, hogy a szerszámgép bármely alkatrészében a megengedettnél nagyobb igénybevétel lépne fel.

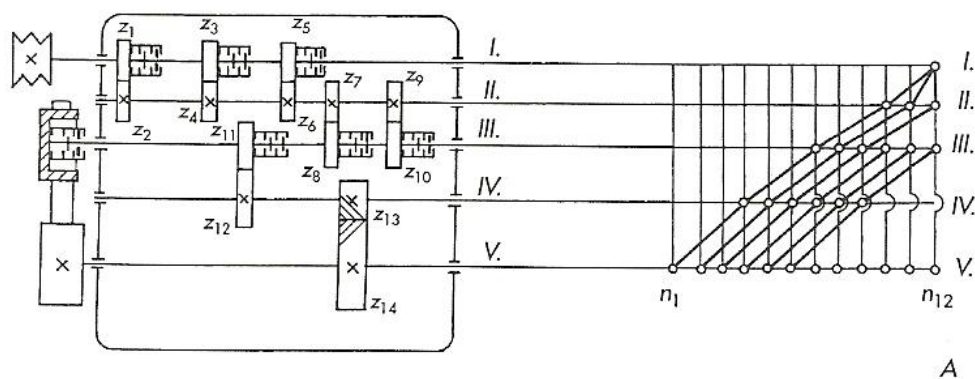


Központi vezérlődobos kapcsoló rendszer



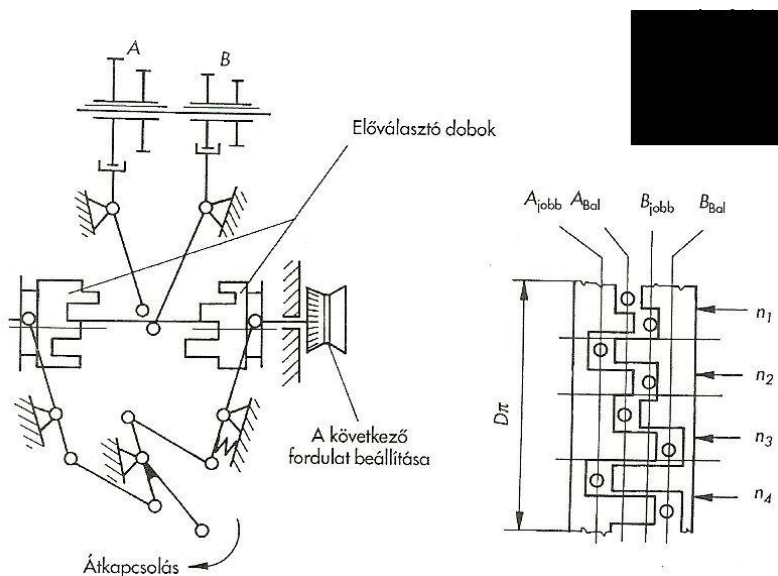
A kapcsolókar-állás táblázat helyett a vezérlődob kiterített képe kell.

Elektromos vezérlésű főhajtómű



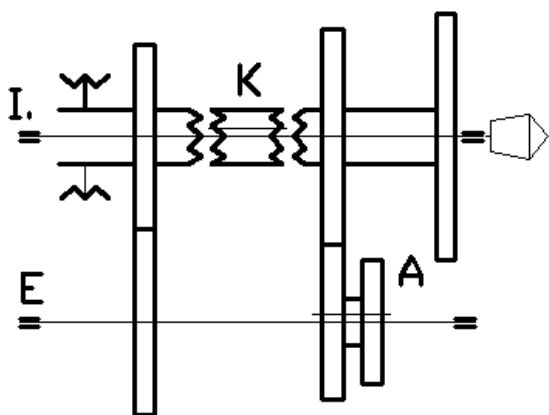
A kapcsolókar-állás táblázat helyett a tengelykapcsolók igazságtáblája kell.

Előválasztó



A kapcsolókar-állás táblázat helyett az előválasztó doboz kiterített rajza kell.

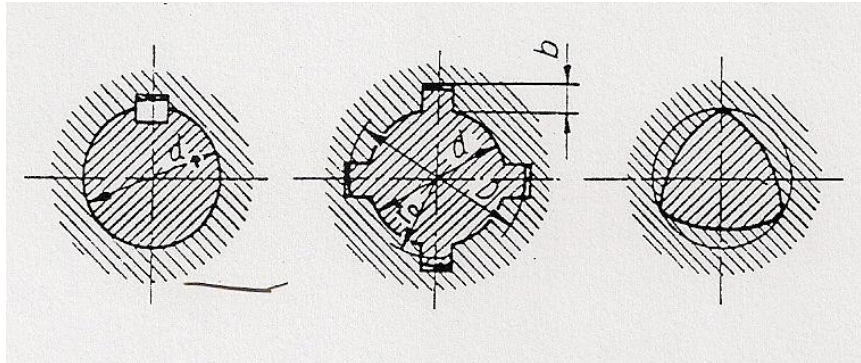
Háromfokozatú előtétengelyes hajtás:



Szerszámgépek tengelyei

Hordozó tengelyek

- fő- és mellékajtóművekben található, ráhajtás szíjtárcsával, fogaskerékkel, csúszótömböket szerelnek fel rájuk. A tengelyek keresztmetszetei a rájuk szerelt csúszótömbökhöz illeszkednek.



Hordozó tengelyek méretezése

Kéttámaszú tartónak tekintjük és összetett igénybevételre méretezzük

$$M_{cs} = 9550 \cdot \frac{P}{n} \quad [\text{Nm}]$$

ahol:

P [kW] a hajtómű teljesítménye

n [1/min] a tengely fordulatszáma

$$F_{k1} = \frac{2M_{cs}}{D_{01}} \quad F_{k2} = \frac{2M_{cs}}{D_{02}}$$

ahol:

D_{01} és D_{02} a $z1$ és $z2$ kerekék gördülőkör átmérője [m]

Nyomatéki egyenlet az „A” csapágy vonalára

$$\Sigma M_A = F_{k1} \cdot a + F_{k2} \cdot b - B \cdot l = 0$$

$$B = \frac{F_{k1} \cdot a + F_{k2} \cdot b}{l}$$

Erő egyensúly $\Sigma Y = F_{k1} + F_{k2} - A - B = 0$

$$A = F_{k1} + F_{k2} - B$$

A veszélyes keresztmetszet a z_2 fogaskerék vonalában van

A maximális hajlító nyomaték $M_{hmax} = B(l-b)$

A redukált nyomaték $M_r = \sqrt{M_h^2 + M_{cs}^2}$

A keresztmetszeti tényezőre megengedett érték $K = \frac{M_r}{\sigma_{meg}}$

Keresztmetszeti tényező kör szelvényre $K = \frac{d^3 \pi}{32}$

Keresztmetszeti tényező csőtengelyre $K = (D^3 - d^3) \frac{\pi}{32}$

$$\sigma_h = \frac{M_h}{K}$$

$$\tau_{cs} = \frac{M_{cs}}{K_p}$$

$$K_p = \frac{d^3 \pi}{16}$$

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma_h^2 + 4\tau_{cs}^2}$$

$$\sigma_r < \sigma_{meg}$$

Főorsók:

A főorsóval szemben támasztott követelmények:

- szilárdság
- merevség
- pontosság

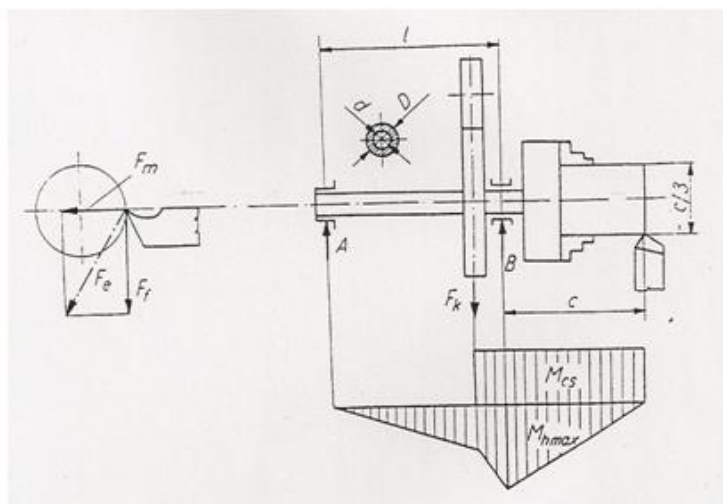
Igénybevétele

- hajlítás + csavarás + dinamikus terhelés

Kialakítása

- általában csőtengely

A főorsó szabványos terhelését a csúcsmagasság (C) segítségével lehet kialakítani



- l csapágytávolság
- C csúcsmagasság
- d belső átmérő
- D külső átmérő
- F_f főforgácsoló erő
- F_m mélyítő erő
- F_e eredő forgácsoló erő
- A és B a csapágyak reakció ereje
- F_k fogaskerék kerületi erő
- M_h hajlító nyomaték
- M_{cs} csavaró nyomaték

$$M_{cs} = 9550 \frac{P}{n_{krit}} [Nm]$$

$$n_{krit} = \sqrt[4]{Sz} \cdot n_{min}$$

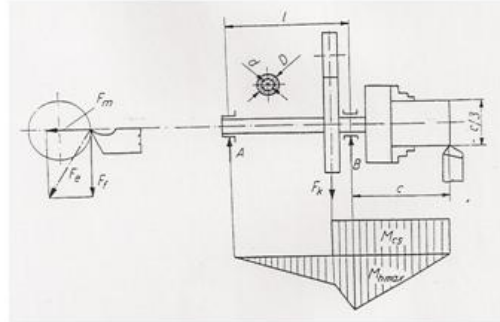
$$M_{cs} = F_f \frac{C}{6}$$

$$F_f = \frac{6 \cdot M_{cs}}{C}$$

$$F_e = \sqrt{F_f^2 + F_m^2}$$

$$F_m \cong 0,5 \cdot F_f$$

$$F_e = 1,12 \cdot F_f$$



$$M_h = F_e \cdot C$$

$$M_{cs} = F_f \cdot \frac{d}{2} = F_f \cdot \frac{C}{6}$$

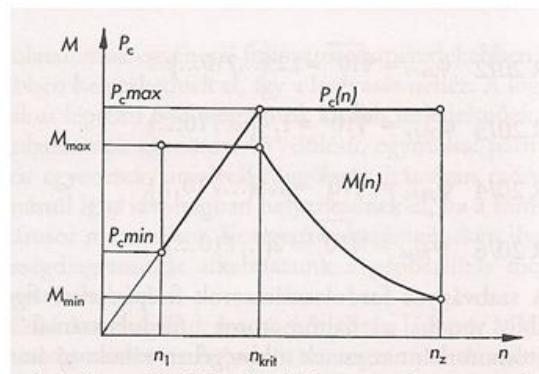
$$M_{red} = \sqrt{M_h^2 + M_{cs}^2}$$

$$K = \frac{M_{red}}{\sigma_{meg}}$$

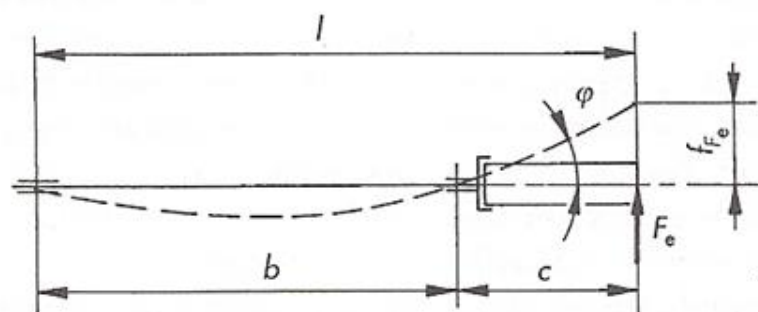
$$K = \left(D^3 - \frac{d^4}{D} \right) \cdot \frac{\pi}{32}$$

Megjegyzés

Kritikus fordulatszám a gép névleges fordulatszámai közül az a legkisebb fordulatszám, amely mellett a hajtómotor még névleges teljesítménnyel terhelhető anélkül, hogy a szerszámgép bármely alkatrészében a megengedettnél nagyobb igénybevétel lépne fel.



Ellenőrzés lehajlásra



$$\varphi = \frac{M_h \cdot b}{3IE}$$

$$M_h = F_e \cdot C$$

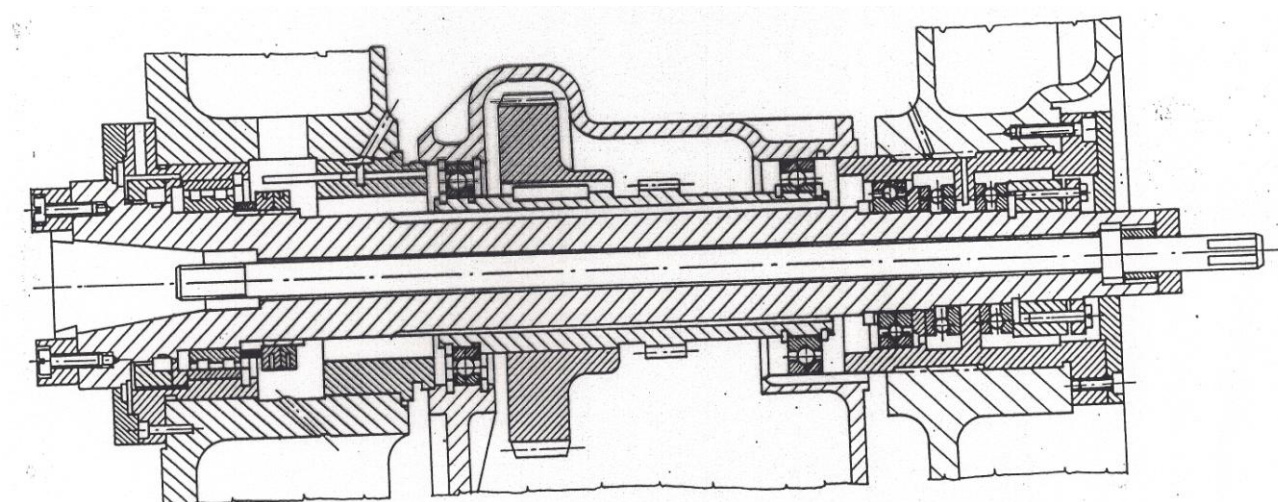
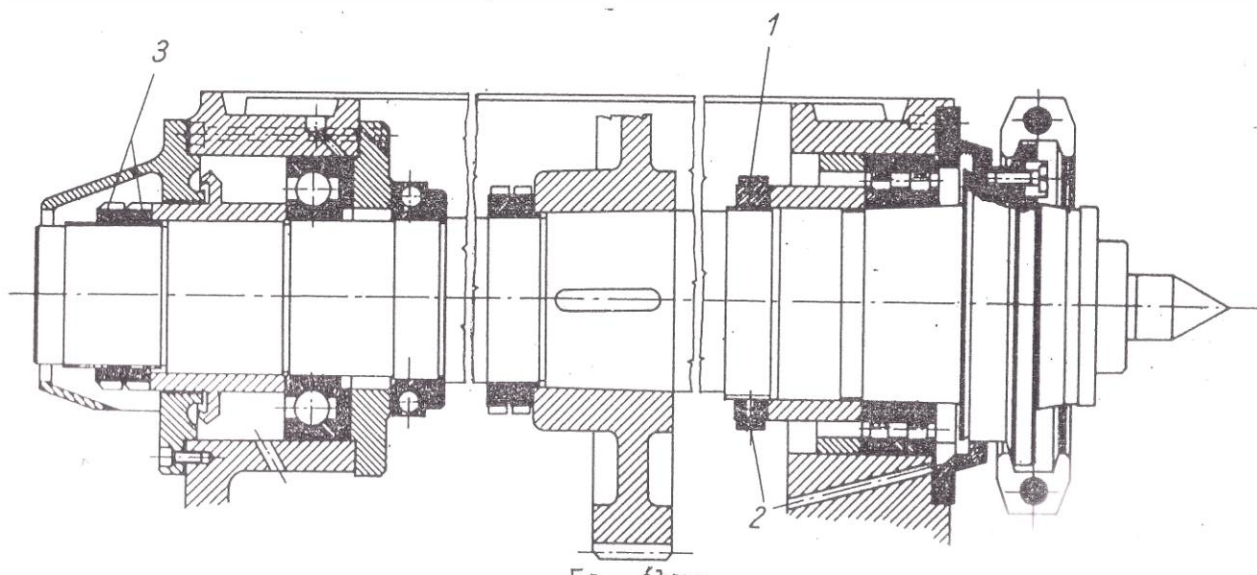
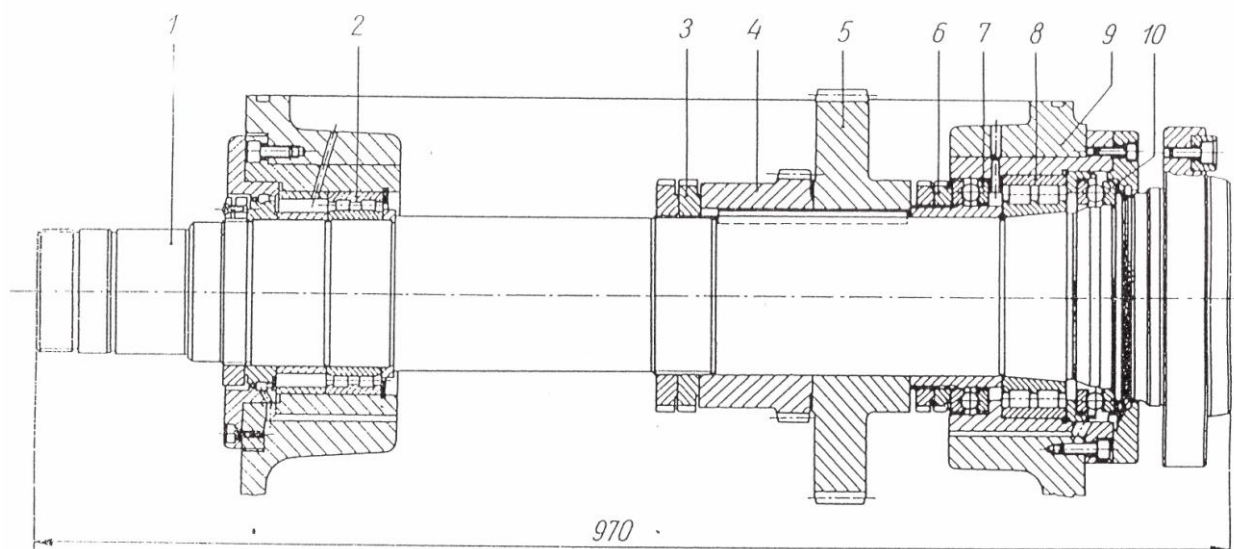
$$f_{F_e} = C \cdot \varphi = \frac{M_h \cdot b}{3IE} \cdot C = \frac{F_e \cdot C^2 \cdot b}{3IE}$$

$$I = (D^4 - d^4) \frac{\pi}{64}$$

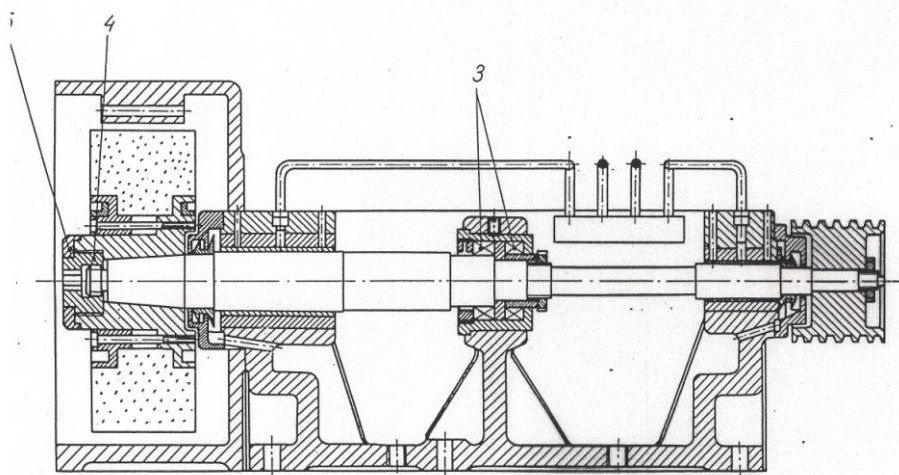
$$E = 2,1 \cdot 10^5 [N/mm^2]$$

$$f_{meg} = \frac{b}{1500} \sim \frac{b}{1000}$$

Eszterga főorsó

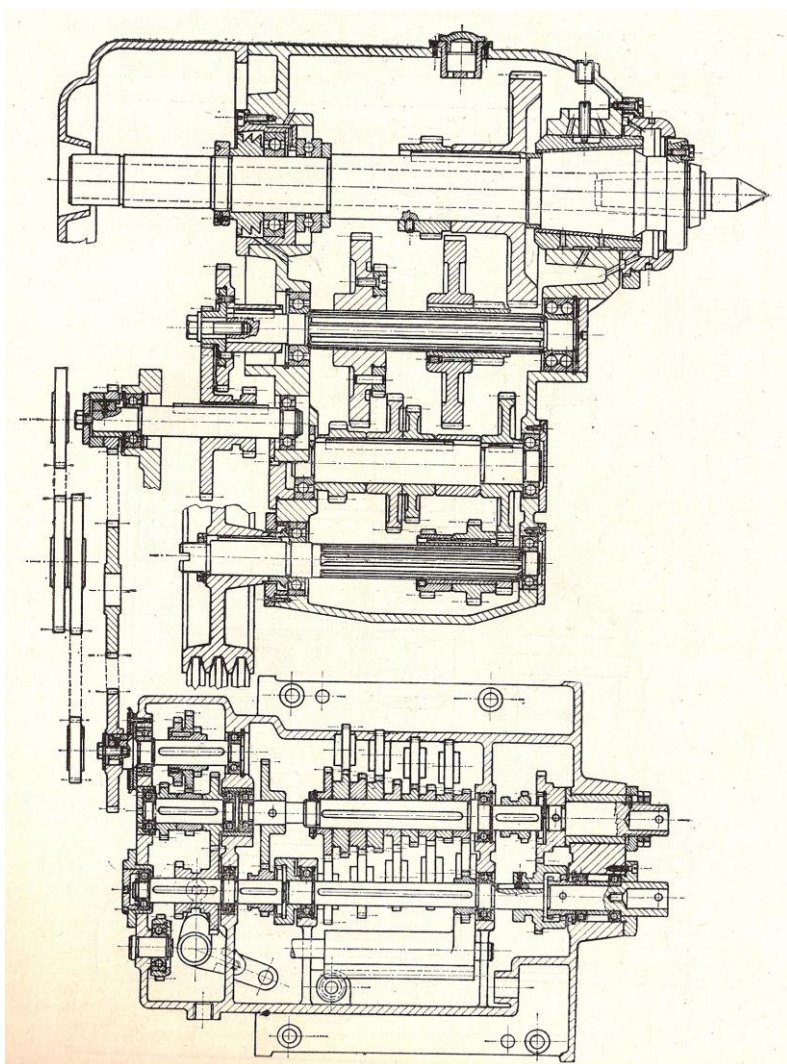


Marógép főorsó (tehermentesített)

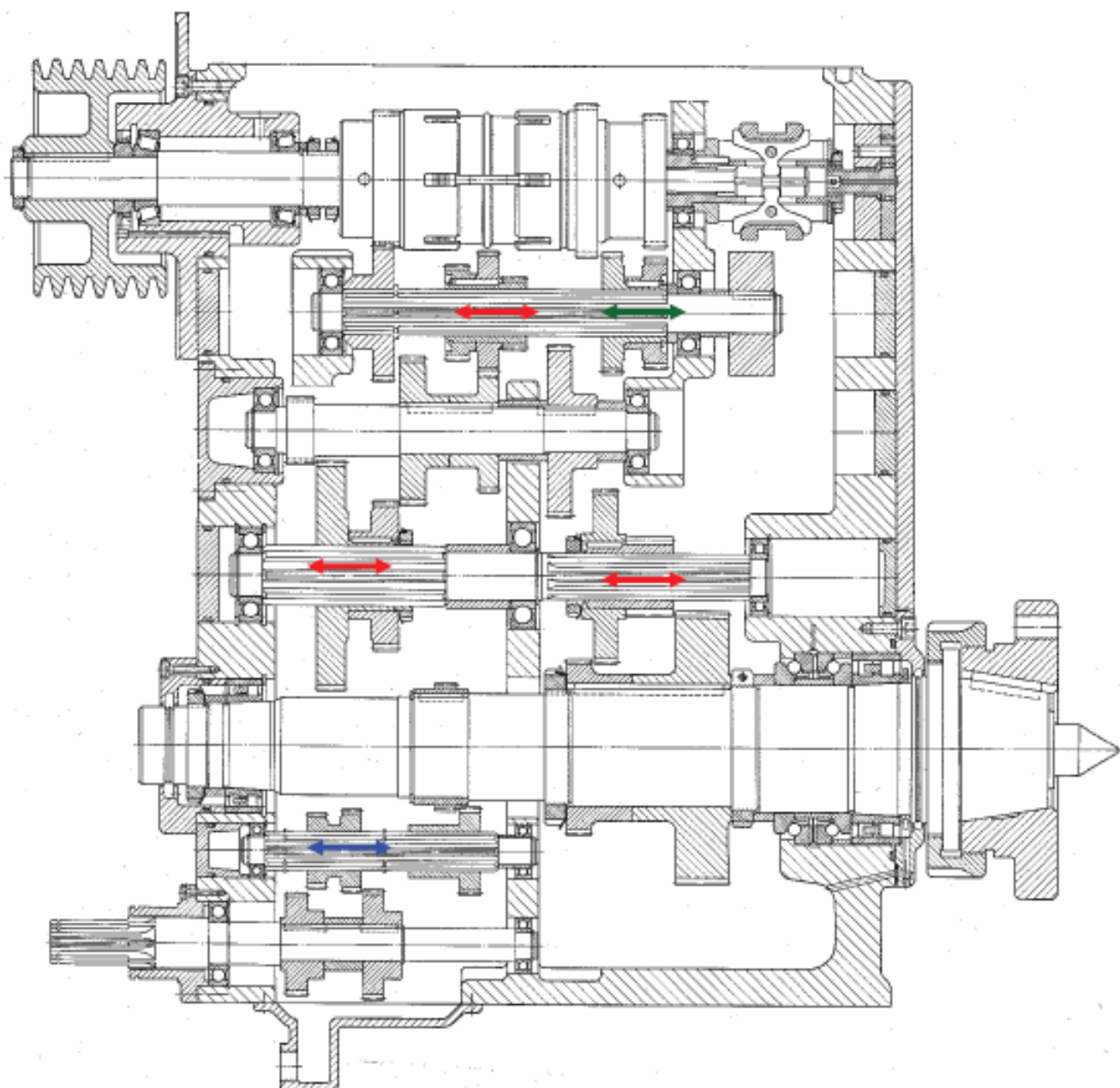


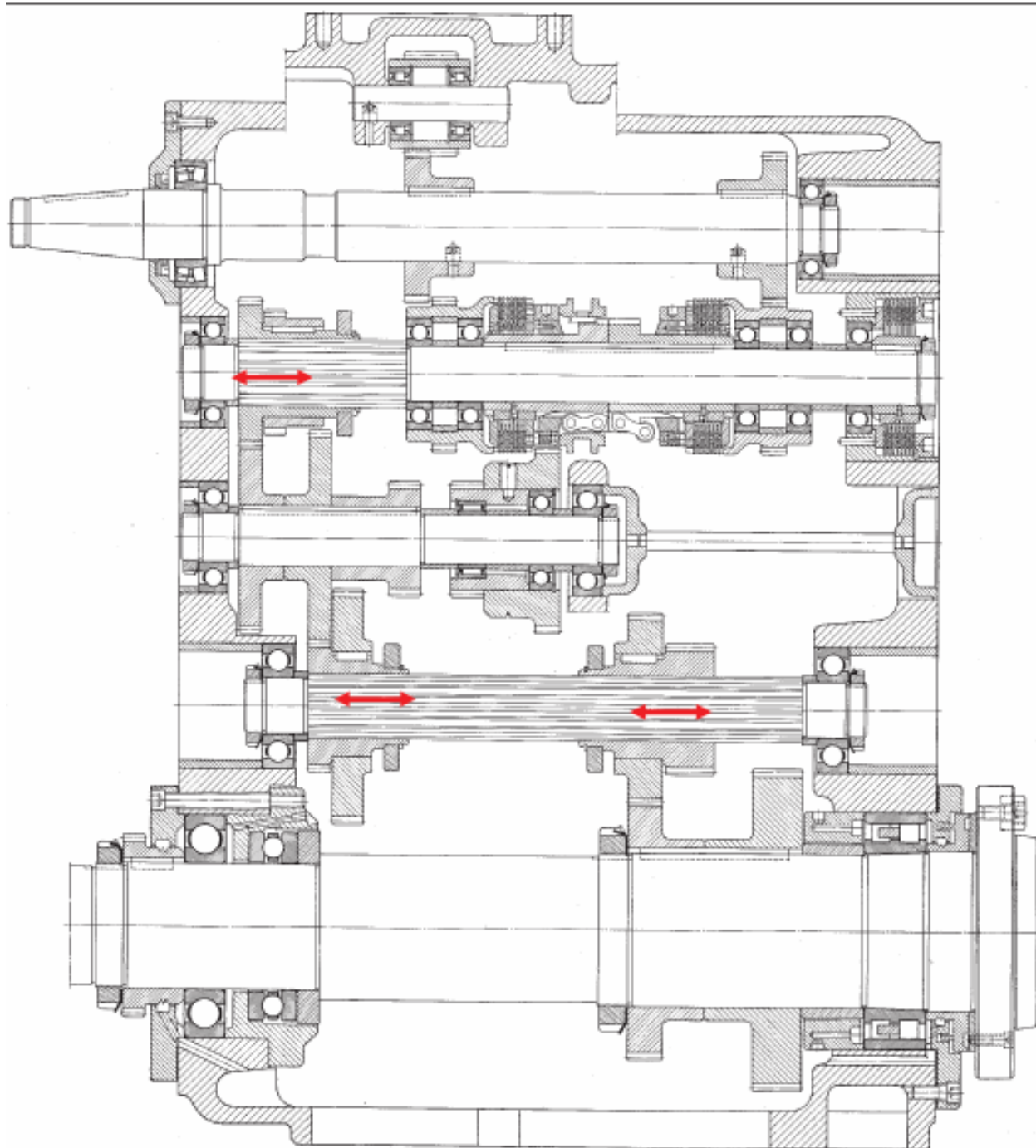
Köszörűgép főorsó

Hajtóművek összeállítási rajza



Eszterga fő- és mellékajtómű



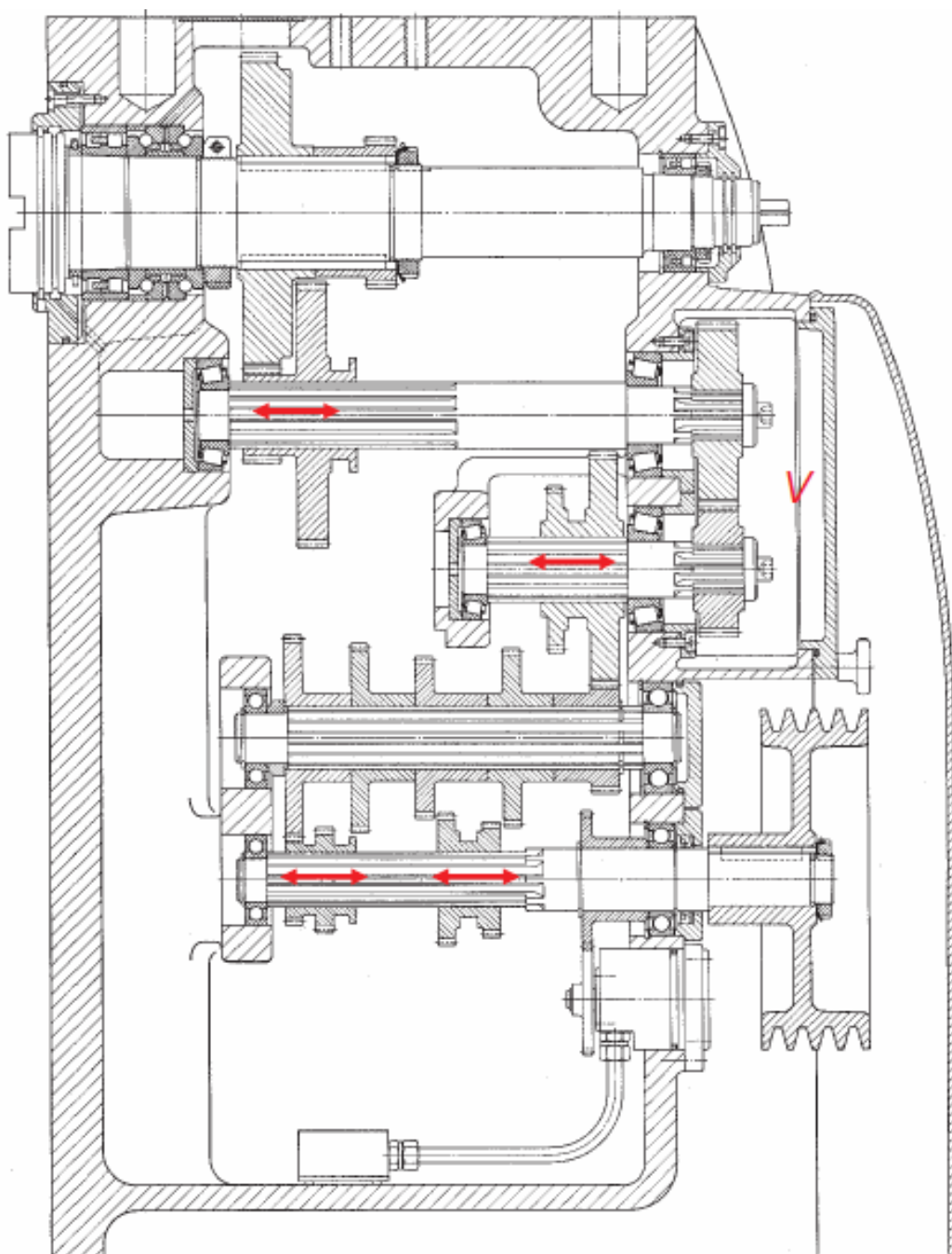


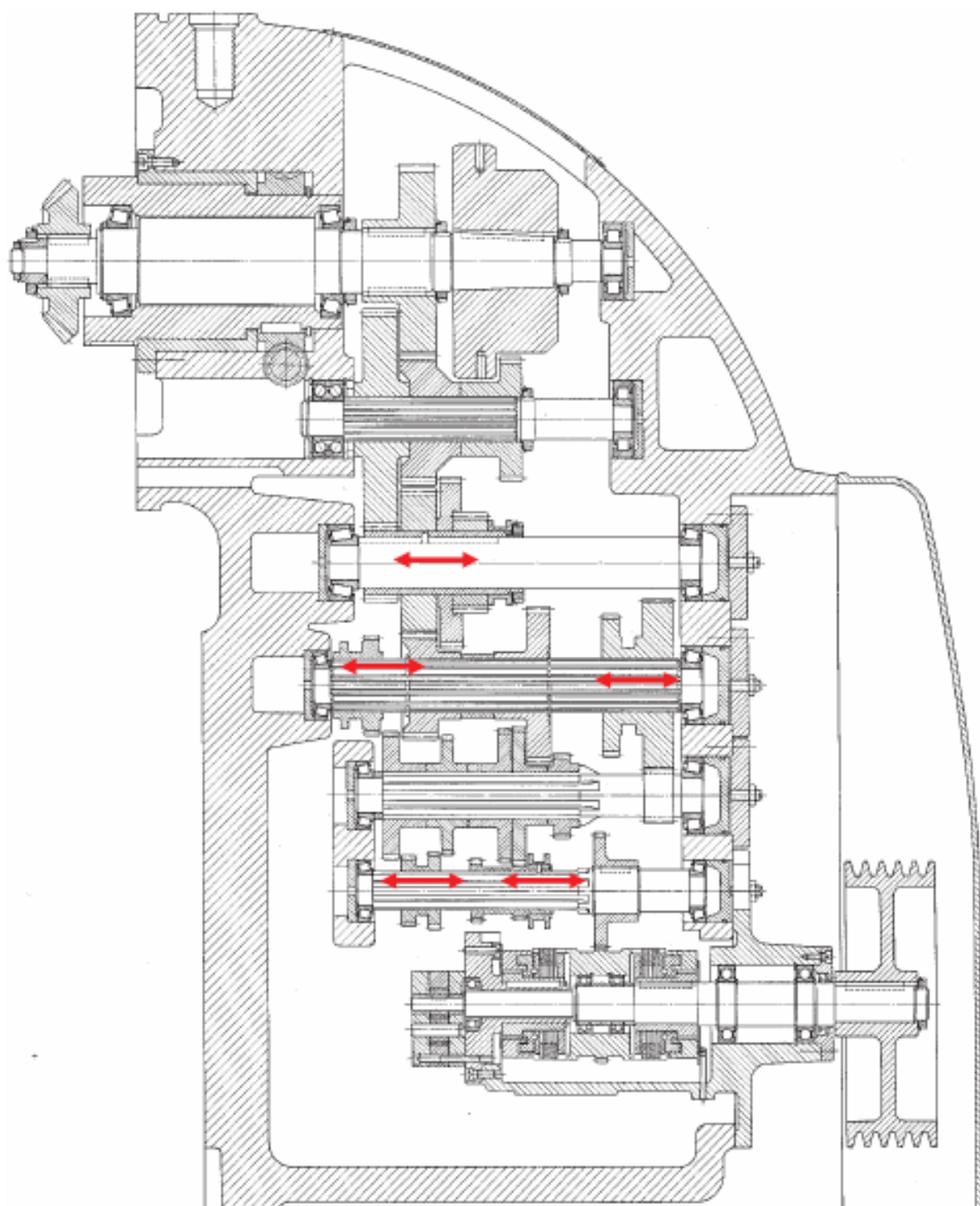
Vízszintes marógép 16 fokozatú főhajtóműve.

4 kettős csúszótömb

Nincs forgásirány-váltási igény

A sebesség a **V** váltókerekekkel is megváltoztatható





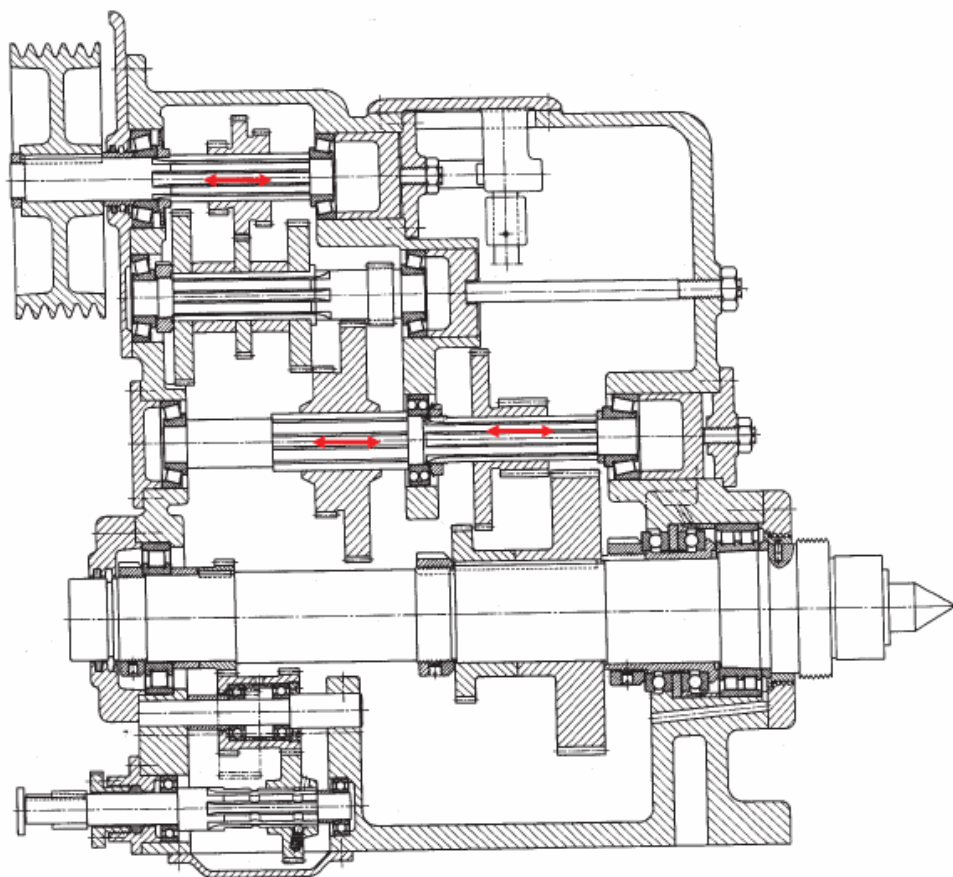
Függőleges marógép 24
fokozatú főhajtóműve

3 kettős csúszótömb +
(két részből álló)
hármass csúszótömb.

Nincs forgásirány-
váltási igény

Eszterga 12
fokozatú
csúszótömbös
váltóműve.

Egy hármás és
két kettős
csúszótömb.

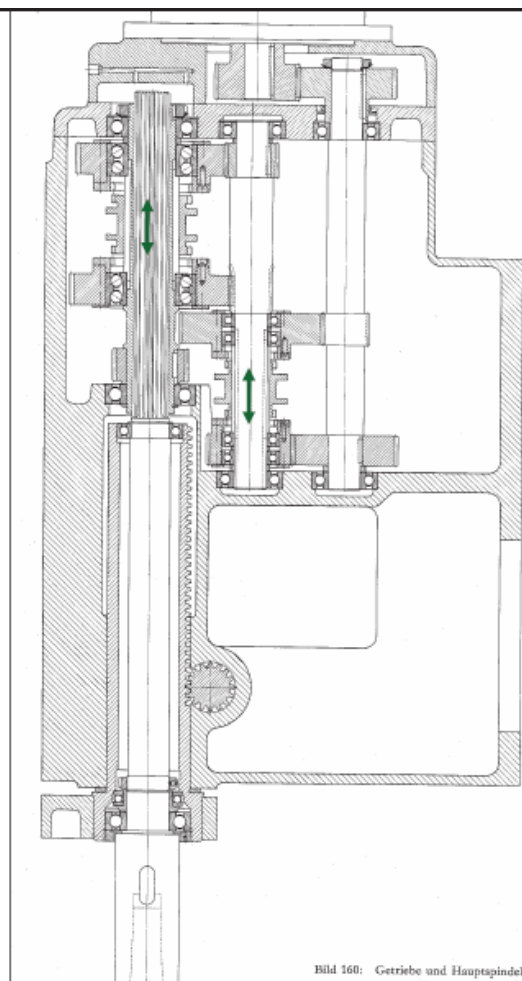


VÁLTÓMŰVEK

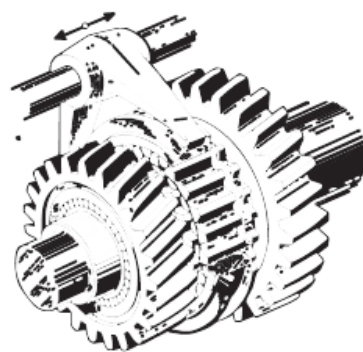
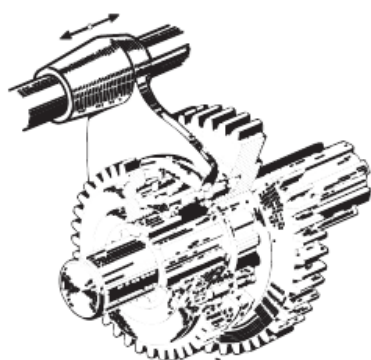
Függőleges fúrógép négyfokozatú **tengelykapcsolós** váltóműve.

Fogasgyűrűs tengelykapcsolók.

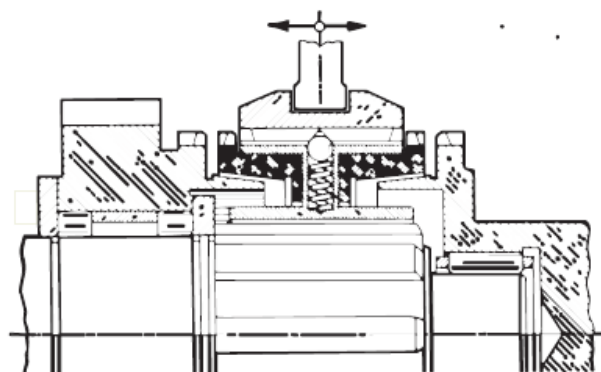
Főorsó fogasléc mozgatással függőlegesen eltolható.

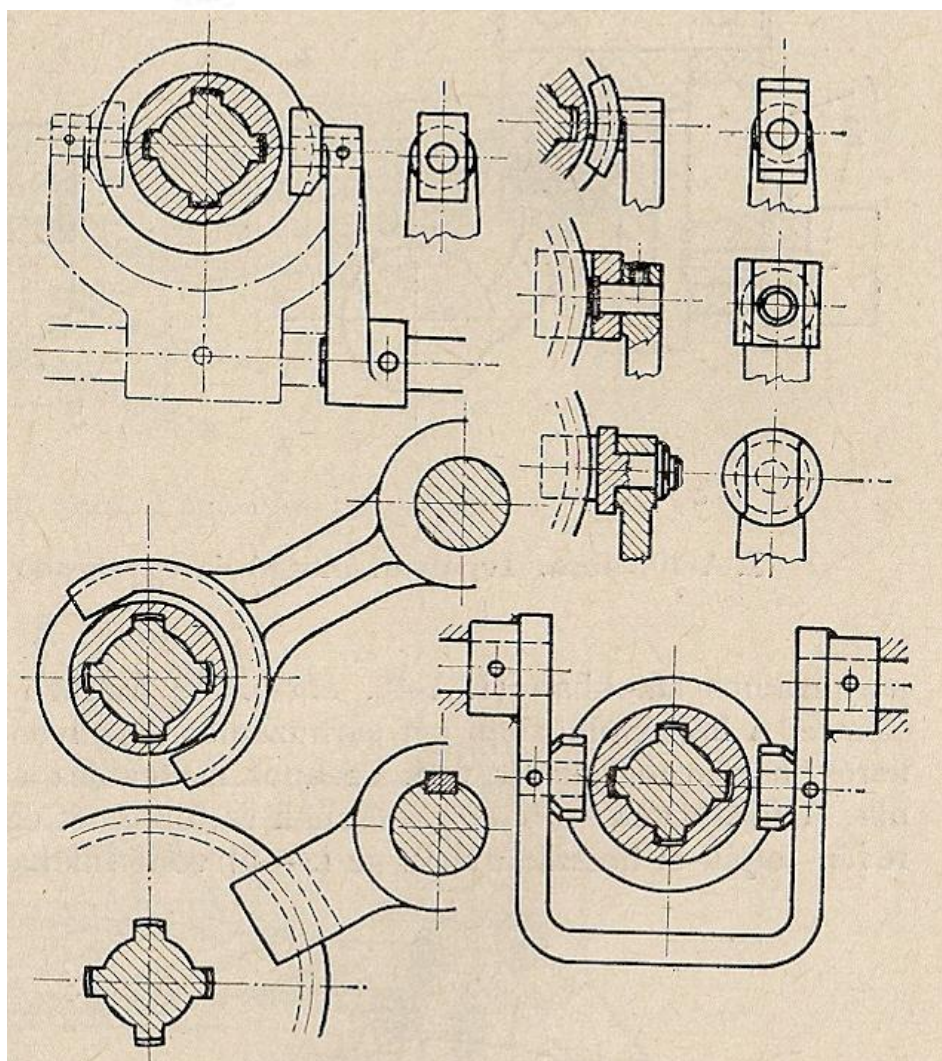


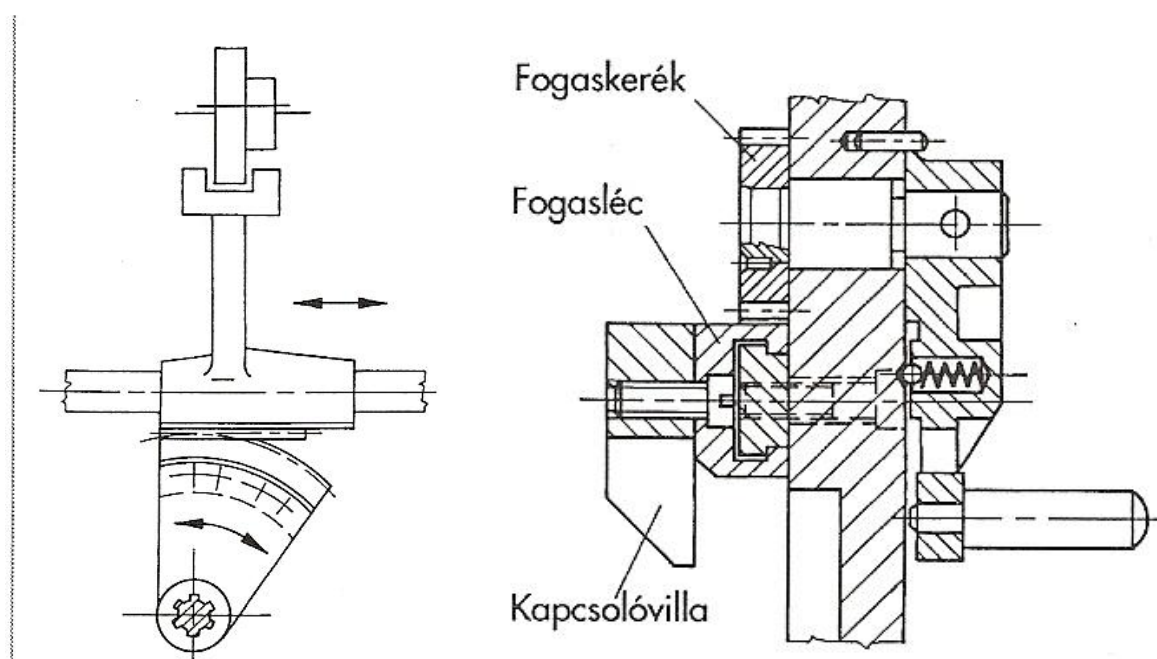
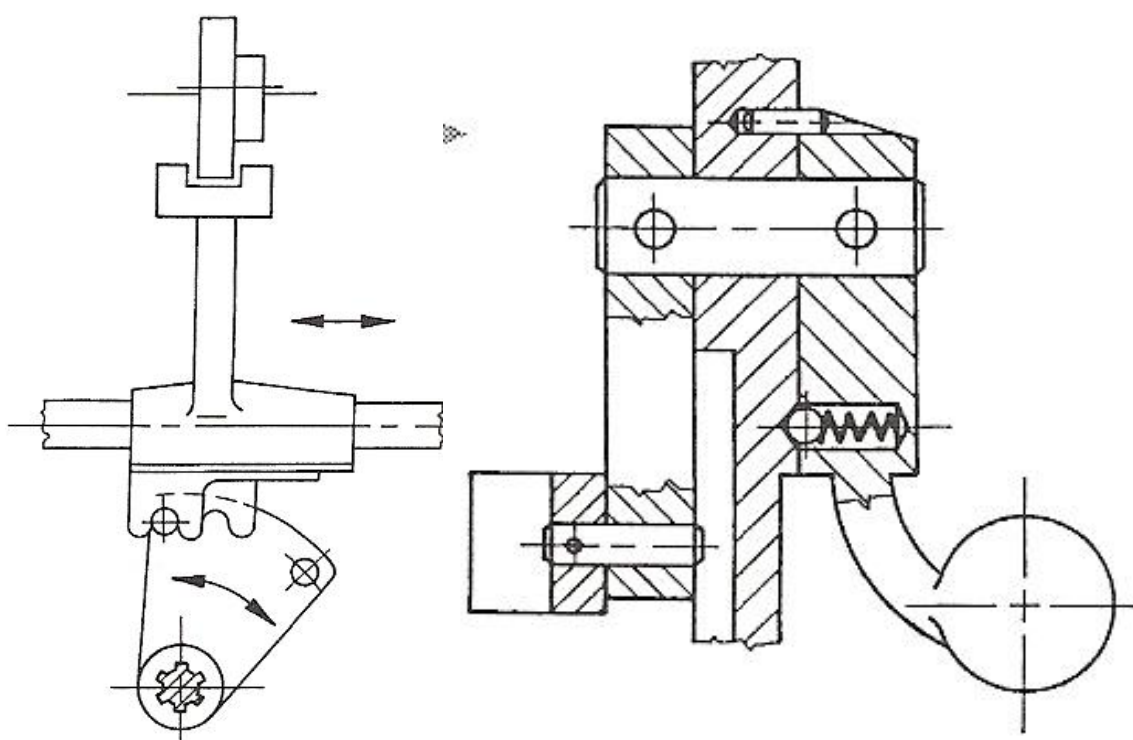
Kapcsoló szerkezetek és fogaskerek kapcsolata

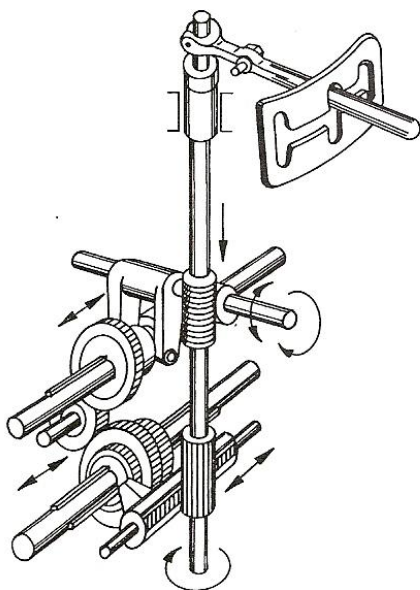
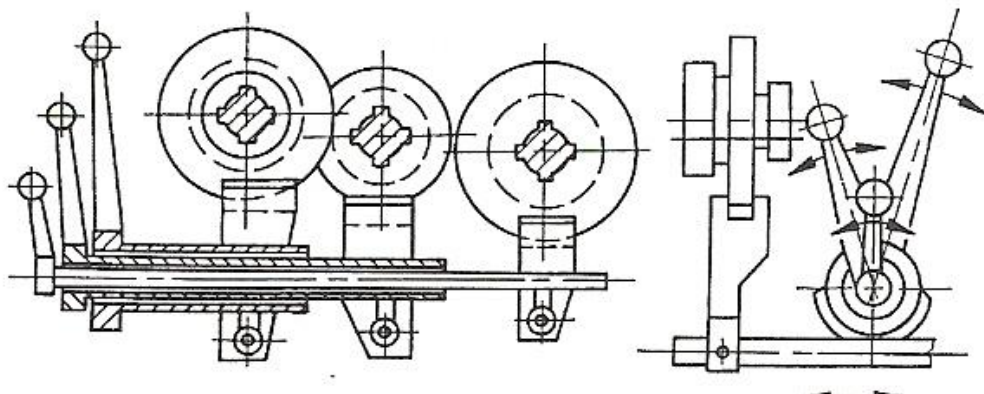
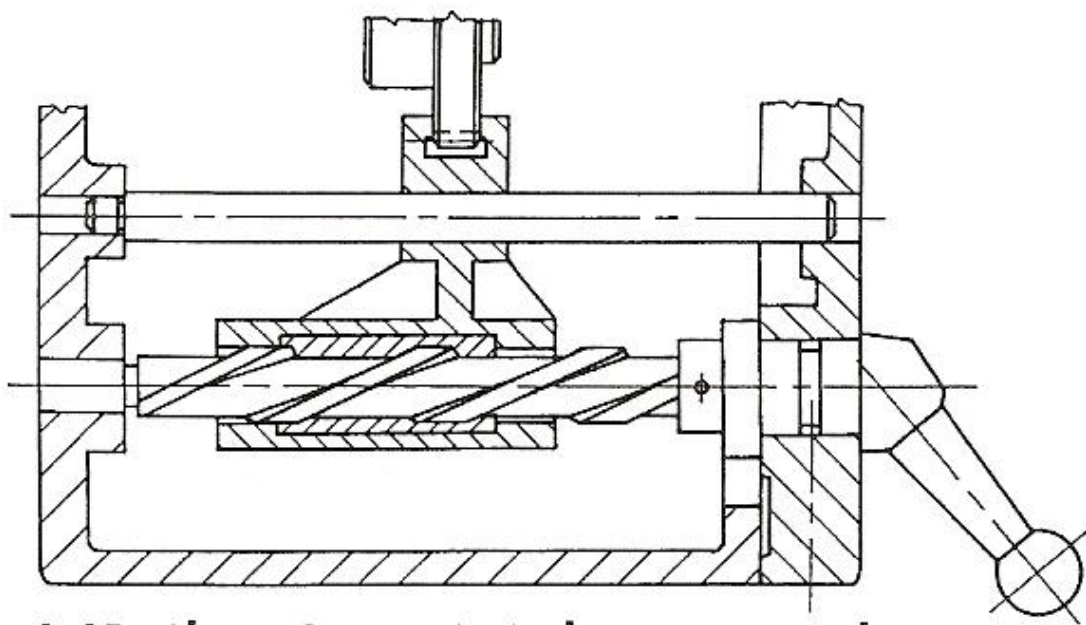


Tengelykapcsolós
váltóművek

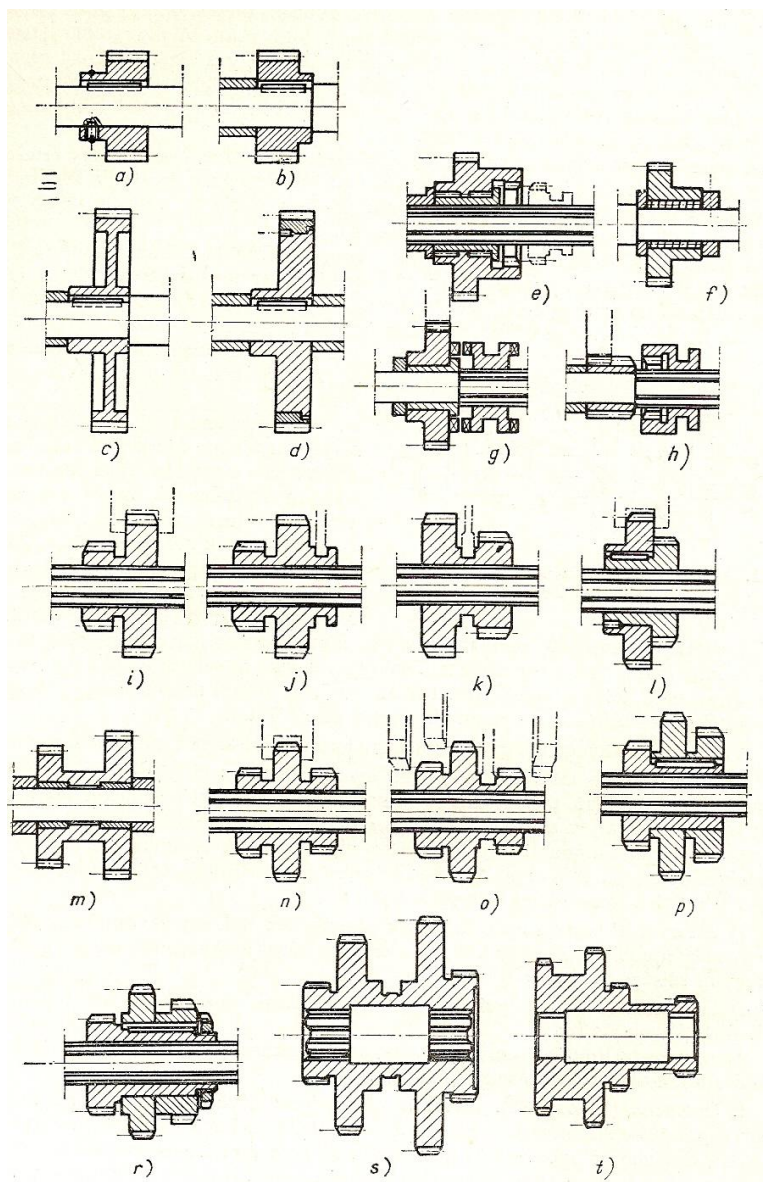








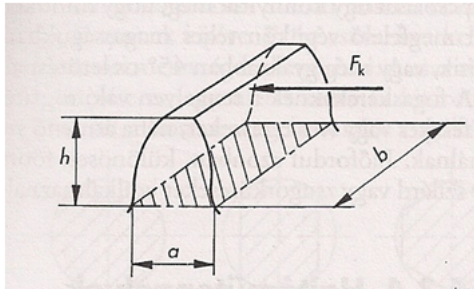
Szerszámgépek fogaskerekei



Fogaskerekék terhelhetősége

- Ellenőrzés hajlításra
- Kritikus kerékpár:
 - *legnagyobb a kerületi erő
 - *legkisebb fordulatszámot állítja elő
 - *kisebb fogszámú kerék

Fogaskerekek terhelhetősége



Motor névleges teljesítménye **P** [W]

Átviendő nyomaték **T** [Nm]

$$T = \frac{P}{2\pi n}$$

A vizsgált fogaskerék fordulatszáma **n** [1/s]

A csavarónyomatékból ébredő kerületi erő **F_k** [N] $F_k = \frac{2T}{D_0}$

Fogaskerék osztókörének átmérője **D₀** [m]

A fogtőben ébredő hajlító nyomaték **M_h** [Nm] $M_h = F_k \cdot h$

A fogtőben ébredő hajlító feszültség

$$\sigma_h = \frac{M_h}{K} \quad K = \frac{a^2 \cdot b}{8}$$

Ellenőrzés palástnyomásra

$$P_{\max} = 2\pi a^3 \cdot \sin 2\varepsilon \frac{b}{a} \cdot \frac{1}{(i+1)^3} n_1 k_m$$

ahol

- „a” hajtó és hajtott kerékpár tengelytávolsága [m]
- „b” fogszélesség [m]
- „P_{max}” a kerékpárral átvihető teljesítmény [W]
- „n₁” a nagyobb fordulatszámmal járó kerék fordulatszáma [1/s]
- „ε” a kerekek kapcsolószöge [fok]
- „k_m” a fogfelületre megengedhető palástnyomási tényező [N/m²]
- „i” áttétel