

# REPÜLŐESZKÖZÖK HIDRAULIKARENDSZEREI

# TARTALOM

- 1. A légi járművek energiarendszerei**
- 2. A hidraulikarendszerek alapvető jellemzői és munkaközegei**
- 3. A hidraulikarendszerekben lejátszódó fizikai jelenségek**
  3. 1. A hidraulika rendszerek veszteségei
  3. 2. A hidraulikus ütés
- 4. A hidraulikarendszer hálózati felépítése**
- 5. A hidraulika rendszer szerkezeti elemei és berendezései**
  5. 1. Hidraulika tartályok
  5. 2. Csővezetékek
  5. 3. Szivattyúk
  5. 4. Hidraulika akkumulátorok
  5. 5. Nyomásirányító elemek: *túlfolyó-, rendszerbiztosító-, tehermentesítő szelepek, nyomáskapcsolók (relék), nyomáscsökkentők*
  5. 6. Mennyiségirányító elemek: *fojtások, sebességállandósító szelep, szinkron szelep, hidraulikus adagoló (dozátor)*
  5. 7. Útirányító elemek: *vezérlő tolattyúk, forgó irányváltó csap*
  5. 8. Hidromotorok: *lengőmotorok, munkahengerek, hidraulika és mechanikus záruk*
  5. 9. A hidraulika rendszerek megbízható működését biztosító elemek: *szűrők, tömítések*

# A LÉGIJÁRMŰVEK ENERGIARENDSZEREI 1.

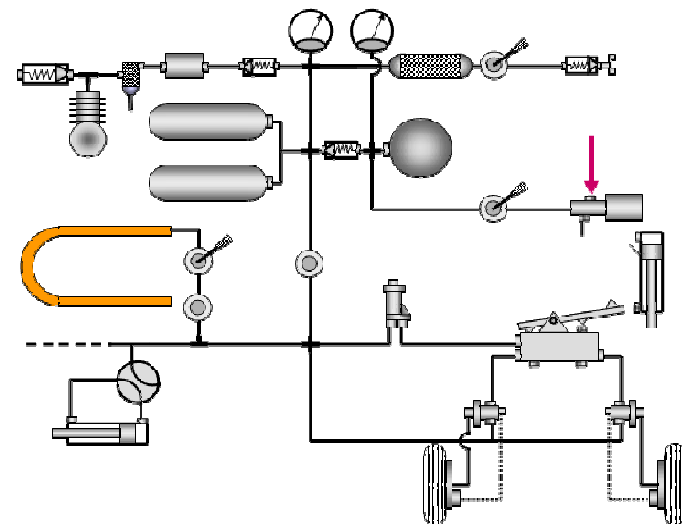
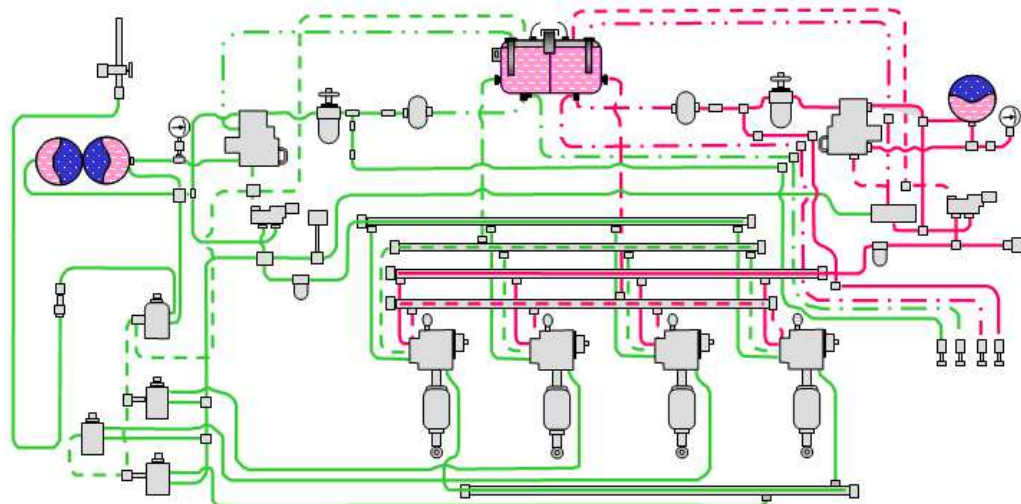
## Létrehozásuk, alkalmazásuk szükségessége

Néhány évvel az első, levegőnél nehezebb, egyszerű repülőeszközök megjelenése után már olyanok emelkedtek a levegőbe, amelyek geometriai méretei, repülési sebessége annyira megnövekedett, hogy külső kormányzerveik mozgatása, különböző berendezéseik működtetése (pl. futó nyitás, fékezés, kormányzás; repülőgép- és/vagy szárnymechanizáció kitérítés stb.) emberi erővel csak igen nehezen, sokszor egyáltalán nem volt megvalósítható. Mindez szükségessé tette olyan **fedélzeti (segéd-) energia-rendszerek** létrehozását, amelyek az adott berendezések előírt sebességű, mértékű és gyakoriságú működtetéséhez, mozgatásához szükséges energiát biztosítják.

Az alkalmazott energia fajtájától függően megkülönböztethető:

- hidraulikus;
- pneumatikus;
- elektromos;
- vegyes energia felhasználású rendszer.

**Megjegyzés:** az üzemeltetés, karbantartás során a gépész szakterület döntően az első két energia rendszer működéséért felel.



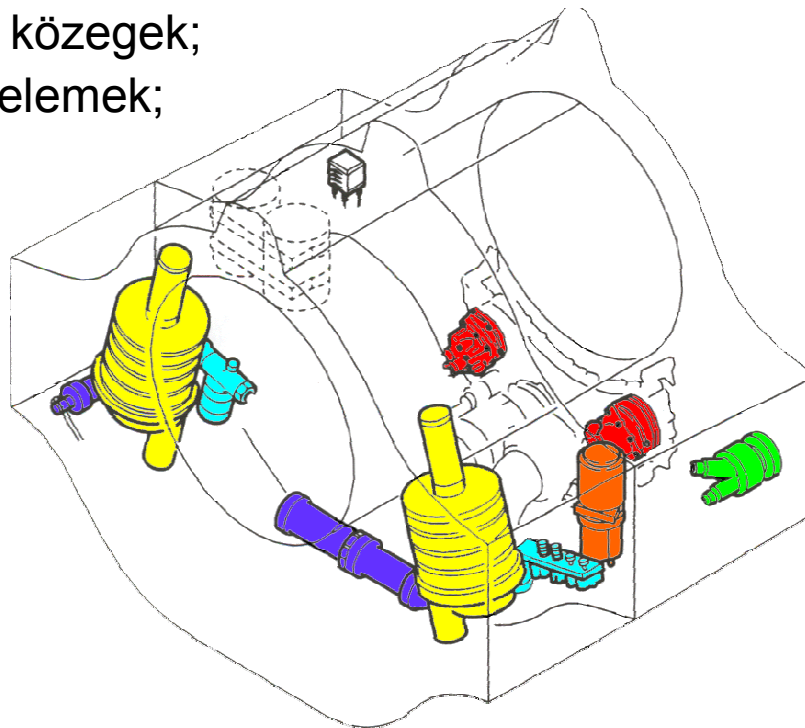
## A LÉGIJÁRMŰVEK ENERGIARENSZEREI 2.

A légi járművek energiarendszereivel szemben támasztott **általános követelményeket**:

- megbízható működés a teljes repülési sebesség, magasság és hőmérséklet-tartományban;
- megfelelő kapacitás a szükséges fogyasztók együttes működtetéséhez;
- jó hatásfok;
- egyszerű ellenőrizhetőség és javíthatóság;
- érzéketlenség az egyes berendezések meghibásodásaira (pl. több párhuzamos működésű azonos, vagy más energiabázisú rendszer beépítése, tartalékolás, stb.).

A különféle energiarendszereket **elemeinek funkcionális osztályozása**:

- energiaforrások, illetve átalakítók (szivattyúk, kompresszorok, akkumulátorok);
- munka- és energiatároló közegek;
- vezérlő, irányító, elosztóelemek;
- csatoló elemek
- végrehajtó elemek;
- biztosító elemek;
- ellenőrző berendezések.



## A hidraulika-rendszerek alapvető jellemzői

A hidraulika-rendszereket követőrendszerben működtetett, nagy energiaigényű és/vagy szabályozható sebességű berendezések mozgatására célszerű alkalmazni.

**Működésük** (a hidraulikus meghajtás) az energiaátvitel elvén alapszik (azaz a hidraulika-folyadék mechanikai munka befektetéssel energiát közvetít, melyet megfelelő berendezés segítségével /pl. munkahenger/ ismét visszaalakítanak mechanikai munkává).

### Osztályozásuk az energiaátvitel fajtájától függően:

- hidrosztatikus;
- hidrodinamikus.

### A hidraulika-rendszerek alkalmazási sajátosságai

Előnyei	Hátrányai
<ul style="list-style-type: none"><li>•a folyadék összenyomhatatlansága következtében (Pascal-törvény!) működésükkor nincs késés, így:<ul style="list-style-type: none"><li>+ követőrendszerként alkalmazhatóak;</li><li>+ gyors működő-képességűek;</li></ul></li><li>•a mozgatási sebesség jól szabályozható;</li><li>•egymáson elmozduló berendezések külön kenést, hűtést nem igényelnek;</li><li>•úgy szélső, mint tetszőleges közbülső helyzetben a folyadék bezárásával a működtetett hidromotorok rögzíthetőek;</li><li>•a rendszer fajlagos súlya (<math>\approx 2 \text{ N/kW}</math>) és térfogata viszonylag kicsi;</li><li>•jó hatásfokú (<math>\eta_{\Sigma} = 0,95 - 0,98</math>);</li><li>•hosszú üzemidejű.</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>•munkaközegük súlyos, tűz- és robbanásveszélyes, többnyire enyhén toxikus hatású és környezetszennyező;</li><li>•oda- és visszaszállító csővezetékeket igényel, ami – pneumatikus rendszerekhez képest - újabb súlynövekedéssel jár;</li><li>•a hosszú csővezetékekben jelentős nyomásesés lép fel;</li><li>•hőmérsékletváltozásra érzékeny.</li></ul>

## A hidraulika-rendszerek munkaközegei 1.

Olyan folyadékok jöhetnek számításba, amelyek kielégítik az alábbi **követelményeket**:

- az üzemi hőmérséklet és nyomástartományban jó kenőképességű, kémiaileg stabil, nem gyantásodik, nem válik szét komponenseire;
- alacsony dermedési- és magas forráspontú;
- viszkozitása csak kis mértékben változik a hőmérséklet változásával;
- könnyen párolgó komponenseket nem tartalmaz;
- semleges kémhatású, a vele érintkezésbe levő anyagokkal nem tanúsít vegyi aktivitást;
- nagy a rugalmassági modulusa és hővezetési tényezője, kicsi a hőtágulási tényezője, alacsony a gázelnyelő képessége.

### **A munkaközeg üzemi nyomása szerint megkülönböztethető:**

- kisnyomású (50 bar-ig);
- közepes nyomású (50 – 200 bar);
- nagynyomású (200 – 500 bar) hidraulikus rendszer.

### **Megjegyzés:**

*Jelenleg legelterjedtebb a  $p_{üz} = 210 \div 280$  bar-os üzemi nyomásérték, de alkalmaznak 400 bar-os rendszereket is, ahol a munkaközeg hőmérséklete elérheti a  $t_{üz} = 500 \div 700$  °C-os értékeket.*

## A hidraulika-rendszerek munkaközegei 2.

A jelenleg legelterjedtebb hidraulika folyadékok ásványolaj alapúak. A Magyar Légierőben rendszeresített repülőgépek hidraulika rendszereiben AMG-10, AEROSHELL 41, FH-15 és HYDRAUNYCOIL FH 51 típusú munkaközeget alkalmaznak.

**AMG-10** (a Szovjetunióból/Oroszországból, a volt szocialista országokból származó repülőgépek hidraulika rendszerének munkaközegeként alkalmazott), pirosra színezett, ásványolaj alapú,  $200 \div 300$  °C-on lepárolt, nagy molekula számú polimer. Üzemi hőmérséklet határa  $(-60) \div (+150)$  °C. Amennyiben viszkozitása  $50$  °C-nál  $8$  cSt alá,  $60$  °C-nál  $1500$  cSt fölé emelkedik, azonnal le kell cserélni. A szuperszonikus repülőgépeken a cserét általában  $200$  üzemóránként hajtják végre. A folyadék hiányossága, hogy kenőképessége magasabb hőmérsékleten hirtelen leromlik és gyantás üledék csapódik ki belőle.

**AeroShell Fluid 41** (USA-ban: MIL-H-5606E; Angliában: DEFSTAN 91-48; Franciaországban: AIR 35-20; NATO kód: H-515)

Ásványi olaj eredetű, pirosra színezett folyadék. A rendszer üzemi nyomásán alkalmazhatósága a  $-45 \div 135$  °C-os hőmérséklet-tartományban lehetséges. Légköri nyomáson ugyanez  $-54$  °C  $\div$   $93$  °C között biztosított. Így széleskörű a használhatósága. Szintetikus folyadékkal nem keverhető, más anyaggal emulzióra hajlamos.

Adatok:

- lobbanáspontja:  $82$  C°      - dermedéspont:  $-60$  °C
- kinematikai viszkozitás:    -  $40$  °C°:  $600$  mm<sup>2</sup>/s
- $54$  °C°:  $2500$  mm<sup>2</sup>/s
- $40$  °C°:  $13.2$  mm<sup>2</sup>/s

**HYDRAUNYCOIL FH 51:** ásványi olaj eredetű, pirosra színezett, áttetsző, adalékolt folyadék. Lobbanáspontja:  $102$  °C, forráspontja ( $1013$  Pa-on):  $240$  °C, sűrűsége ( $20$  °C-on)  $0,870$  kg/m<sup>3</sup>, kinematikai viszkozitása:  $14$  mm<sup>2</sup>/s.

### A hidraulika-rendszerek munkaközegei 3.

Rendszeresen sarkvidéki, vagy trópusi viszonyok között üzemelő légi járművek hidraulika rendszereiben speciális – a klimatikus viszonyokra optimalizált munkaközegeket alkalmaznak (Pl. ilyen orosz sarkvidéki olaj a CIATIM-11).

#### **Megjegyzés:**

*Az '50-es évek végéig elterjedten használták hidraulika folyadékként – a csapat-/tábori viszonyok között is egyszerűen előállítható - 70 % glicerin, 20 % etilalkohol és 10 % desztillált víz keveréket. A rendszerek technikai fejlődésével és funkcionális differenciálódásával azonban ennek alkalmazása, a 1960-as évektől gyakorlatilag megszűnt.*

A hidraulika-rendszerek **perspektivikus munkaközegei** várhatóan a szintetikus folyadékok lesznek (pl. szilícium-polimer, polixilan stb.). Viskozitásuk alig függ az üzemi hőmérséklettől, kenőképességük azonban még elég gyenge, roncsolják a gumi-tömítéseket, ezért teflon típusú tömítőanyaggal alkalmazhatók.

A **hidraulika folyadékok tárolását** szabvány írja elő, melynek maradéktalan betartása minden üzemeltető és javító szervezetnek kötelezettsége.

A tároló helyiségek kialakításánál alapvető szempont a más folyadékokkal való felcserélés lehetőségének kizárása. A hidraulika folyadékot csak az erre alkalmas tárolóedényben, a környező levegőtől elzárva szabad tárolni.

A tárolás alatt a hidraulika folyadékot - a gyártó által megszabott időközönként, az általa erre meghatározott technológia szerint - tesztelni szükséges, laboratóriumi körülmények, az erre jogosítással rendelkező szervezetek.

Lejárt tárolási idejű, előírásosan nem ellenőrzött folyadék felhasználása szigorúan tilos!



## A hidraulika-rendszerek veszteségei 1.

A hidraulika-rendszerek optimális hatásfokú, minimális veszteségű kialakítása már a tervezés stádiumában megtörténik és ezt számos gyakorlati kísérlettel is ellenőrzik. Az energiarendszerek megkülönböztetett fontossága következtében az üzemeltető, javító, karbantartó szakembernek is célszerű megismernie néhány konstrukciós megfontolás fizikai lényegét a működés mélyebb megértése és a szükséges javítások helyes elvégzése érdekében.

A rendszer  $\Delta p'$  nyomásveszteségei általában a:

- folyadék és cső súrlódása;
- az áramlás irányát és sebességét módosító helyi hidraulikus ellenállások következtében jönnek létre.

A folyadék és a csővezeték **súrlódása miatt keletkező nyomásesés ( $\Delta p_s'$ )** értékét az

- áramlás sebessége és jellege (lamináris, turbulens);
- cső hossza és átmérője;
- a folyadék sűrűsége és viszkozitása;

határozza meg, számítására a:

$$p_s' = \frac{\rho}{2} v^2 \lambda \frac{\ell}{d} \quad (x)$$

összefüggés szolgál. Itt:

- $\rho$  – a közeg sűrűsége;
- $v$  – a közeg áramlási sebessége;
- $\lambda$  – csősúrlódási tényező;
- $\ell$  – a cső hossza;
- $d$  – a cső átmérője.

## A hidraulika-rendszerek veszteségei 2.

A csősúrlódási tényező ( $\lambda$ ) lamináris áramlásnál ( $Re = v \cdot d/\nu \leq 2320$ )

$$\lambda = 75/Re$$

összefüggéssel számolható.

Turbulens áramlásnál ( $100000 \geq Re \geq 2320$ ) a csősúrlódás a ún. Blasius – formulával nyerhető:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}$$

A közölt összefüggések hidraulikailag sima csövekre vonatkoznak, azaz olyanokra, amelyeknél:

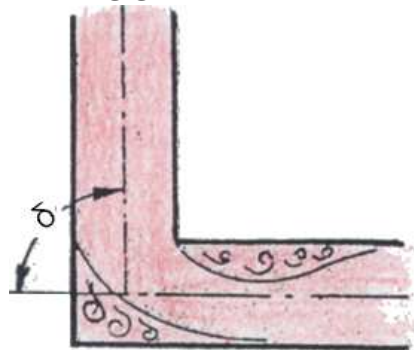
- a cső belső felületén levő egyenetlenségek nem emelkednek ki a lamináris határ-rétegből;
- teljesül a  $k/d \leq 400/Re$  reláció, ahol  $k'$  a csővezeték érdességét figyelembe vevő tényező ( $k'$  értéke durál és réz esetében 0,01 mm, acél esetében 0,04 – 0,08 mm), amiből  $\lambda \approx 0,025$  értékűre adódik.

### A hidraulika-rendszerek veszteségei 3.

A helyi hidraulikus ellenállás által előidézett nyomásesés ( $\Delta p_h'$ ) a

$$\Delta p_h' = \zeta \frac{\rho}{2} v^2 \quad (\text{xx})$$

összefüggéssel számolható. (Mint a képletből is látható,  $\Delta p_h'$  nem függ érdemben a Re-számtól). A  $\zeta$  helyi hidraulikus ellenállási tényező, kísérleti úton és/vagy empirikus összefüggések segítségével határozható meg. Lekerekítés nélküli csőhajlatot (ld. ábra) rendszerint nem is alkalmaznak (mivel az áramlás-leszakadás és örvényképződés következtében túlzottan nagy veszteségek ébrednek. Ezek  $\delta$  szög növekedésével még nagyobb értékűek is lehetnek!).



Lekerekített csőkönyök ellenállása  $\delta$  növekedésével fokozatosan növekszik és,  $\delta \approx 90^\circ$

körül eléri a  $\zeta \approx 1$  értéket (ld. ábra). A  $\delta = 90^\circ$  és  $R/d \geq 1$  adatokkal jellemezhető, lekerekített csőkönyökre:

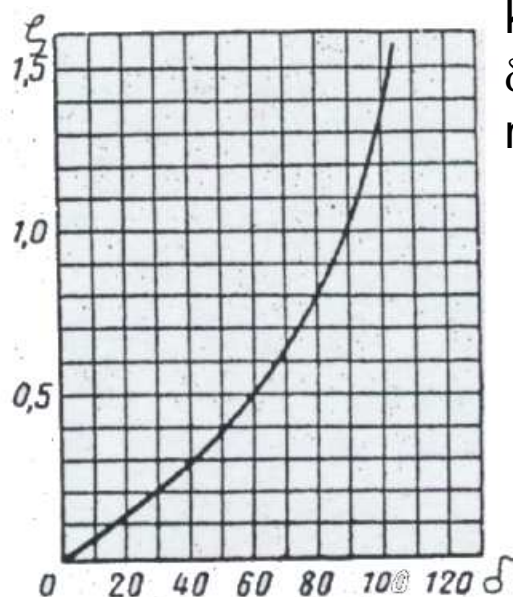
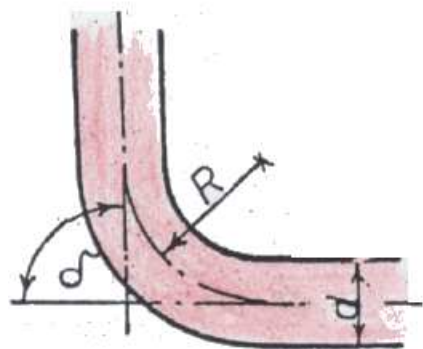
$$\zeta' = 0,051 + 0,19 \frac{d}{R}$$

Amennyiben  $\delta \leq 700$  akkor a

$$\zeta = 0,9 \zeta' \sin \delta$$

ha pedig  $\delta \geq 1000$ , úgy .

$$\zeta = \left(0,7 + \frac{\delta}{90} 0,35\right) \zeta'$$



## A hidraulika-rendszerek veszteségei 4.

A helyi hidraulikus ellenállás tényezője egyszerűen meghatározható - a csőkönyök geometriai adatai ismeretében - az ún. Abramovics – formulával:

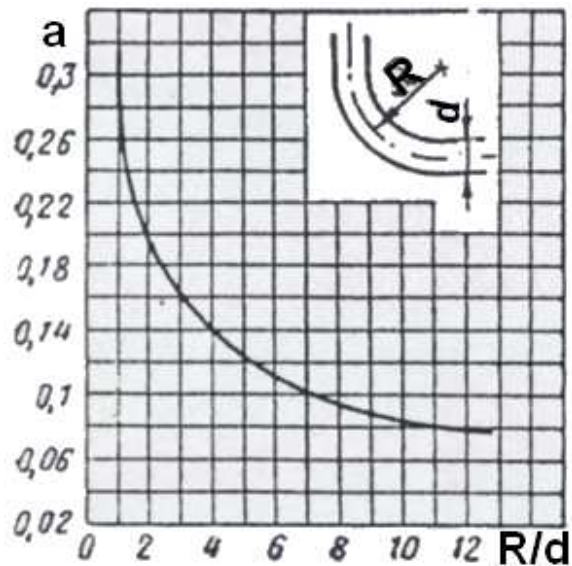
$$\zeta' = 0,73 \cdot a \cdot b \cdot c$$

Itt

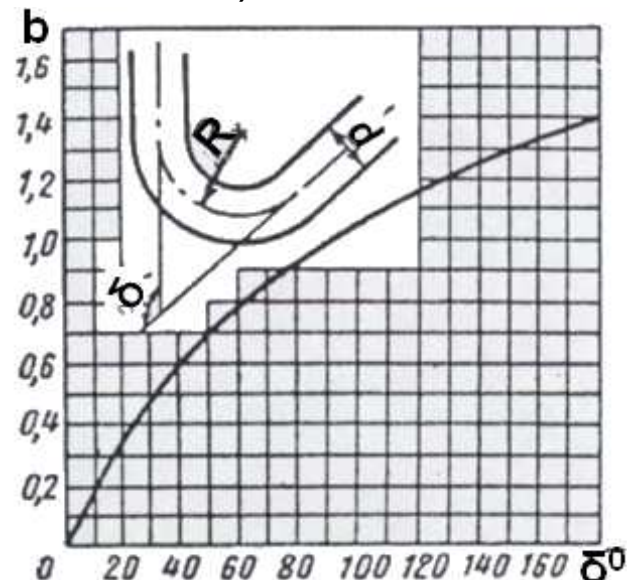
**a** =  $f_1(R/d)$  - a viszonylagos görbületi sugár tényezője (ld. a. grafikon);

**b** =  $f_2(\delta)$  - a könyök hajlásszögét figyelembevevő tényező a (ld. b. grafikon és  $\delta = 90^\circ$ -nál  $b = 1$ );

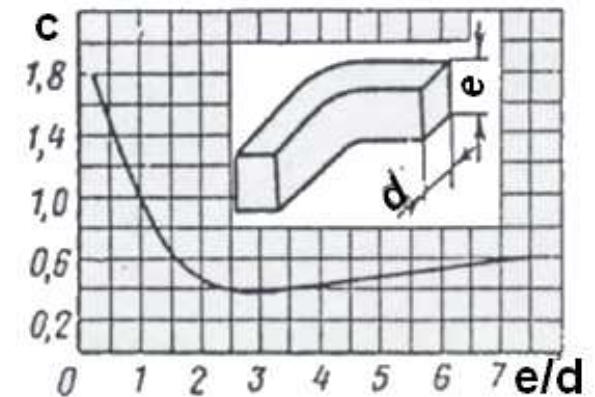
**c** =  $f_3(e/d)$  - a csőkönyök keresztmetszetére jellemző tényező (ld. c. grafikon, illetve kör és négyzet keresztmetszet esetén  $c = 1$ ).



a.)

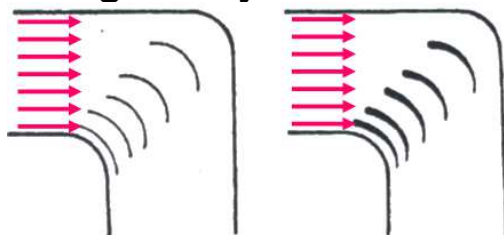


b.)



c.)

Amíg a folyadék és cső minimális súrlódása kör-keresztmetszet esetén biztosítható (c.

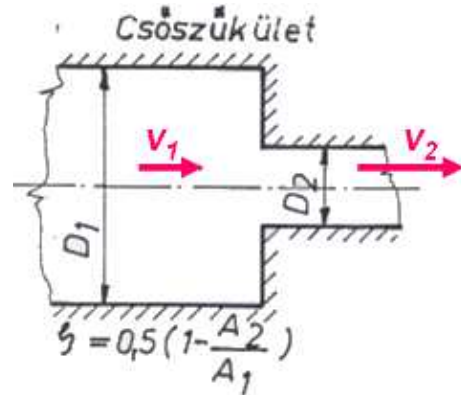


ábra), a helyi hidraulikus veszteségek minimuma az  $e/d=2,5$  arányt képviselő téglalap kereszt-metszetű csőidommal valósítható meg. Ezzel, valamint profilírozott áramlásterelő lemezek csőhajlatba történő beépítésével a kb. 40 %-kal csökkenthetőek a veszteségek.

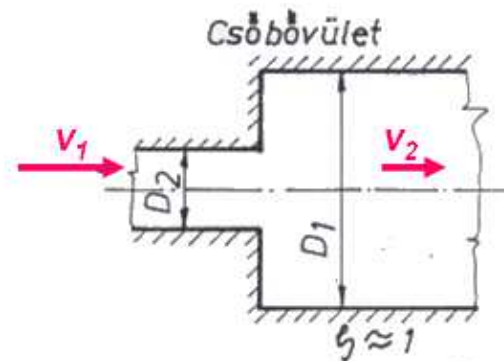
## A hidraulika-rendszerek veszteségei 5.

A hidraulika-rendszer néhány standard szerkezeti elemére  $\xi$  szokásos mért, számítható, illetve táblázatokból nyerhető értéke:

- szelepekre, (ha  $\delta \approx 90^\circ$ )  $\xi = 2,5 - 3$ ;
- csőcsatlakozóknál (pl. hollander)  $\xi = 0,1 - 0,15$ ;
- irányváltó tolattyúknál az irányváltások számától függően  $\xi = 2,4$ ;
- hirtelen keresztmetszet változásoknál:



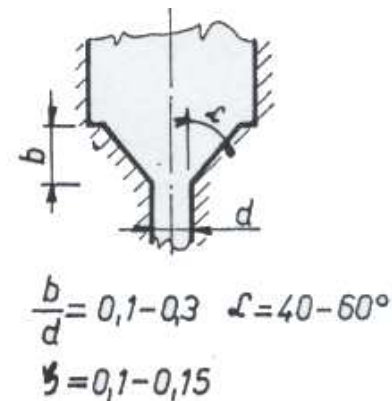
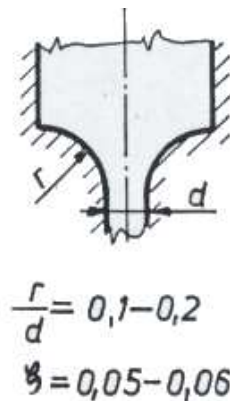
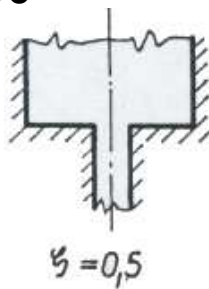
$$\Delta p_h^f = \frac{\rho}{2} v_2^2$$



$$\Delta p_h^f = \frac{\rho}{2} (v_1 - v_2)^2$$

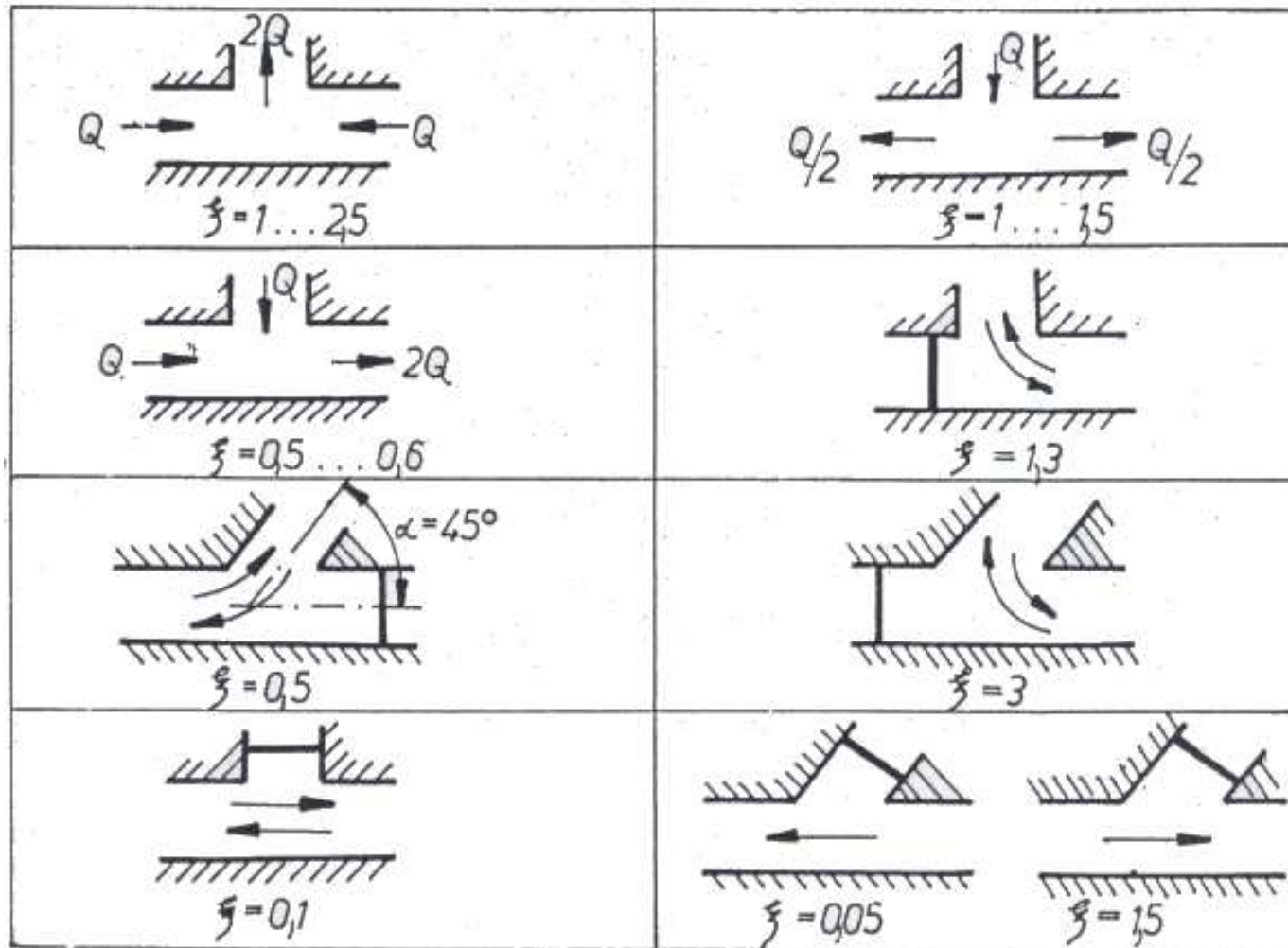
$$v_2 \ll v_1 \Rightarrow \Delta p_h^f = \frac{\rho}{2} v_1^2$$

- csővezetékbe való belépés helyén (pl. munkahengerből csőbe), amennyiben  $A_{\text{heng}}/A_{\text{cső}} \geq 100$



## A hidraulika-rendszerek veszteségei 6.

- különböző szögek alatti csőcsatlakozásoknál az áramlási irányok figyelembevételével (ld. táblázat).



## A hidraulika-rendszerek veszteségei 7.

A rendszer összvesztessége tehát a súrlódás ( $\Delta p'_s$ ) és a helyi hidraulikus ellenállás ( $\Delta p'_h$ ) összegeként /a (x) és (xx) összefüggésekből:

$$\Delta p' = \Delta p'_s + \Delta p'_h = \frac{\rho}{2} v_{\max}^2 \left( \lambda \frac{\ell}{d} + \sum \zeta_i \right)$$

Az így kapott  $\Delta p'$  nyomásesés értéke felhasználásával - mely nem haladhatja meg az üzemi nyomás 5–6 %-át - meghatározható a folyadék maximális áramlási sebessége :

$$v_{\max} = \frac{Q_s}{A_{\text{cső}}} = \sqrt{\frac{2\Delta p'}{\rho \left( \lambda \frac{\ell}{d} + \sum \zeta_i \right)}}$$

ahol:

$Q_s$  – a másodpercenként szállított folyadékmennyiség;

$$A_{\text{cső}} = \frac{d_{\text{cső}}^2 \pi}{4} = \frac{Q_s}{v_{\max}} \quad \text{– a csőkeresztmetszet felülete;}$$

$$d_{\text{cső}} = 2 \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot v_{\max}}} \quad \text{– a csővezeték átmérője.}$$

A nyomócsövekben az üzemi nyomástól ( $p_{\text{üz}}$ ) függő áramlási sebesség ( $v_{\text{hidr}}$ ) értékek a táblázatból kiolvashatóak:

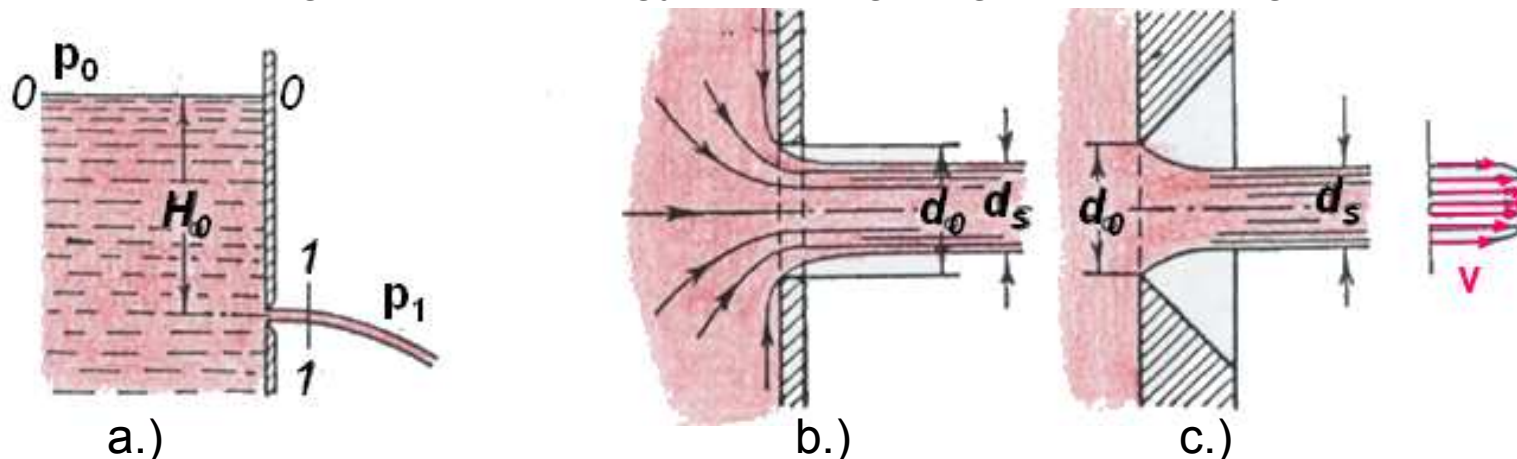
$p_{\text{üz}}$ [bar]	25	50	100	150	200
$v_{\text{hidr}}$ [m/s]	2÷3	3÷4	4÷5	5÷8	6 felett

Amennyiben a rendszerben  $p_{\text{üz}} \approx 200$  bar a folyadék áramlási sebessége: nyomócsövekben 8 – 10 m/s; visszavezetőcsövekben: zárt tartályhoz 2÷3 m/s, nyitottakhoz 1÷2 m/s; szívócsövekben: 1 – 2 m/s.

## A hidraulika-rendszerek veszteségei 8.

A hidraulika-rendszer munkájának, veszteségeinek értékelésekor gyakran szükséges a keskeny réseken (szelepek, csapok, fojtások stb.) átadott nyomáskülönbség hatására időegység alatt átáramló folyadékmennyiség meghatározása.

Valóságos közeg esetében (a. ábra) ez a folyadékfelszín (0-0) és a kifolyónyílás (1-1) között felírt veszteséges Bernoulli-egyenlet segítségével lehetséges (A 0-0 felületen  $v_0=0$ ).



$$H_0 + \frac{p_0}{\gamma} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + \zeta \frac{v^2}{2g} \quad \text{Más formában felírva: } H_0 + \frac{p_0 - p_1}{\gamma} = H = \frac{v^2}{2g} (1 + \zeta)$$

ahol  $\zeta$  - a rés hidraulikus ellenállása.

Innen pedig már meghatározható a résen kiömlő folyadék sebessége

$$v = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}} \sqrt{2gH} = \varphi \sqrt{2gH}$$

ahol  $\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}} = \frac{v_{\text{val}}}{v_{\text{id}}} < 1$  **sebességi tényező**, amely kifejezi a valós és a ideális

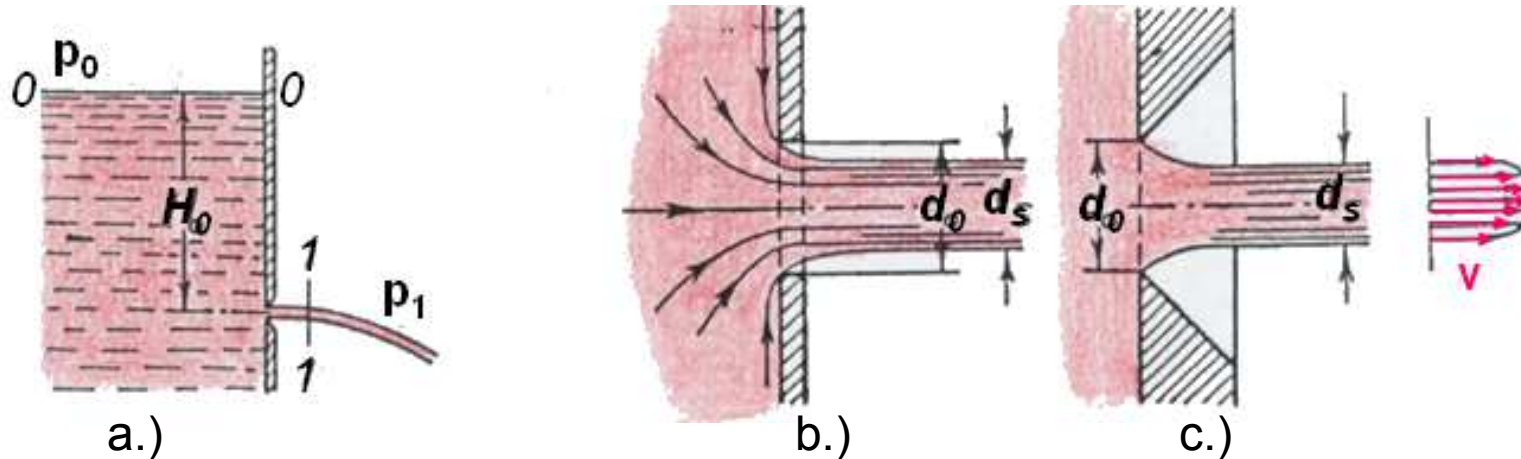
kiáramlási sebességek viszonyát. A  $v$  a kiáramló folyadék közepes sebességének tekinthető, mivel a kiömlő folyadék sugárban a sebesség megoszlása nem egyenletes



## A hidraulika-rendszerek veszteségei 9.

Akár vékonyfalú (b. ábra), akár vastag falú tartályélet, ún. Borda-féle résén (c. ábra) keresztül áramlik ki a folyadék, a kiömlő sugár keresztmetszetének felülete kisebb, mint a kiömlőnyílásé.

$$\varepsilon = \frac{A_s}{A_o} < 1 \quad - \quad \text{sugár összehúzódsági vagy kontrakciós tényező.}$$



Az időegység alatt kiáramló folyadék a  $Q_s = vA_s$  összefüggéssel határozható meg. Az előzőek alapján:

$$Q_s = \vartheta A_o \varepsilon \sqrt{2gH} = \mu A_o \sqrt{2g \left( H_1 + \frac{p_o - p'_1}{\gamma} \right)}$$

ahol  $\mu = \vartheta \cdot \varepsilon$  a **kifolyási tényező**.

Amennyiben a folyadékoszlop magassága kicsi, a  $H_o$ -ból származó nyomás elhanyagolható, így  $\Delta p / \gamma \approx H$ . Ekkor az időegység alatt kiömlő folyadék:

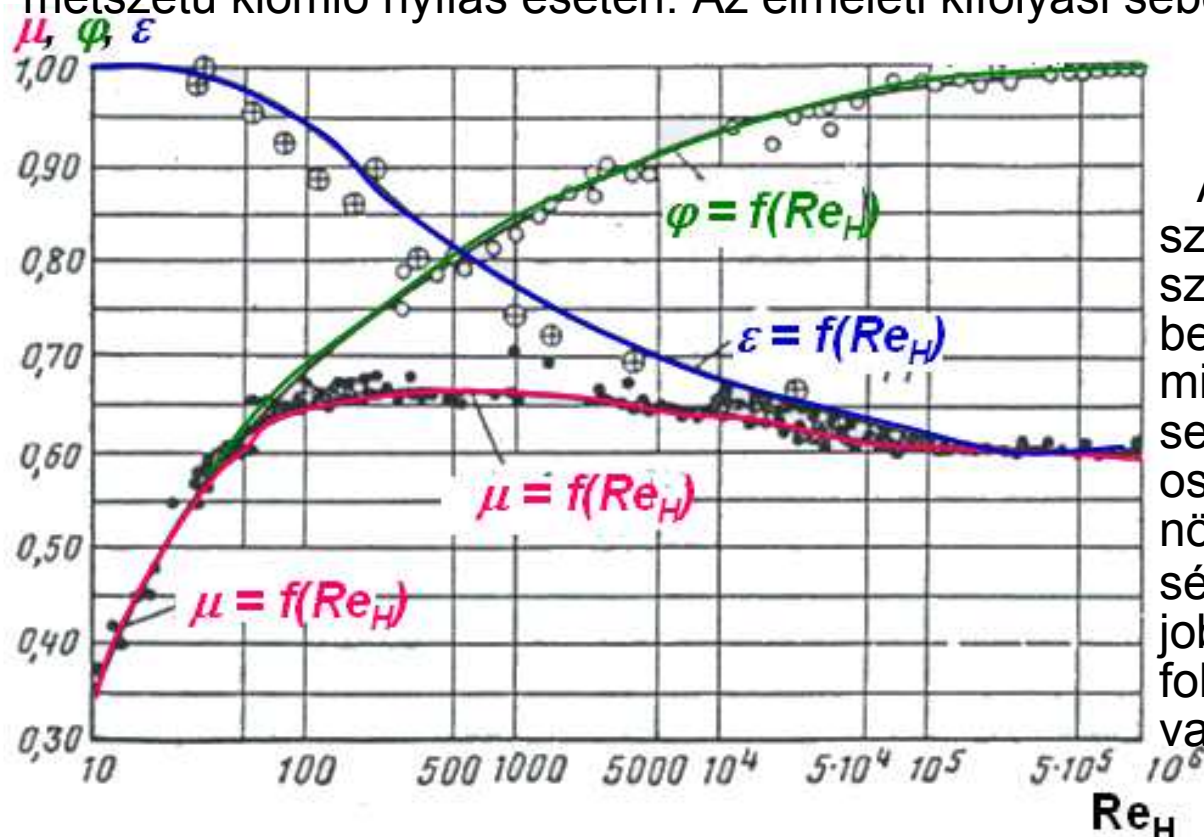
$$Q = \mu A_o \sqrt{2g \frac{\Delta p}{\gamma}} = \mu A_o \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

A kifolyási tényező nagysága a  $Re$ -számtól és a rés alakjától függ.

## A hidraulika-rendszerek veszteségei 10.

A grafikonon a  $\mu$ ,  $\varphi$ ,  $\varepsilon$  változása látható a  $Re$ -szám függvényében, kör keresztmetszetű kiömlő nyílás esetén. Az elméleti kifolyási sebességet ( $v_{elm}$ ) ismerve:

$$Re = \frac{v_{elm} d_o}{\nu} = \frac{d_o \sqrt{2gH}}{\nu}$$



Az ábrából látható, hogy a  $Re$ -szám növekedésével a  $\varphi$  növekszik a  $\xi$  csökkenése következtében, ugyanakkor az  $\varepsilon$  csökken, mivel a kiömlő rés élein a fékezési sebesség csökken, a folyadékoszlop görbületi sugara pedig növekszik. A  $Re$ -szám növekedésével a vizsgált tényezők egyre jobban közelítenek az ideális folyadékokra számítható értékekhez, vagyis  $Re \rightarrow \infty$ , akkor  $\varphi \rightarrow 1$ ,  $\varepsilon \approx 0,61$  és  $\mu = 0,59-0,60$ .

A  $\mu$ ,  $Re=350$ -ig növekszik, itt eléri maximumát ( $\mu_{max} = 0,69$ ) és a továbbiakban csökken az  $\varepsilon$  rohamos csökkenése miatt. (Az ábrán látható  $\oplus$ ,  $\circ$ ,  $\bullet$  jelek az egyes jellemzők mérési adatai, amelyek interpolálásával jutottak rendre az  $\varepsilon$ ,  $\varphi$  és  $\mu$  görbékhez). Egészen kis  $Re$ -szám ( $Re < 15$ ) esetében a viszkozitás annyira nagy és a kiömlő rés peremén a fékezési sebesség olyan jelentős, hogy a folyadéksugar gyakorlatilag nem nyomódik össze ( $\varepsilon = 1$ ) és  $\varphi = \mu$ .

Alacsony viszkozitású folyadékok (víz, benzin kerozin stb.) vizsgált jellemzői kis  $Re$ -számoknál szűk tartományban változnak és számítások, valamint mérések eredményeként  $\varepsilon = 0,63$ ;  $\varphi = 0,97$ ;  $\mu = 0,61$ ;  $\zeta = 0,065$  értékűeknek vehetőek.

## A hidraulika-rendszerek veszteségei 11.

A rendszer külső és belső tömítettségét, ezáltal megbízhatóságát alapvetően meghatározza a különböző szerkezeti elemek fémesen érintkező, nagypontosságú illesztései mentén a század, ezred milliméter nagyságú réseken át történő hidraulika-folyadék elszivárgása. Az áramlás a rés két oldala közötti nyomáskülönbség hatására indul meg. Kis résméreték ( $h$ ) esetén a szokásos üzemeltetési tartományban ( $v_{\text{foly}}$ ;  $t_{\text{foly}}$ ;  $p_{\text{foly}}$ ) az áramlás lamináris jellegű, azaz

$$Re = \frac{v_{\text{köz.hidr.folyadék}} \cdot h}{\nu}$$

Amennyiben az áramlás lamináris, érvényes Newton feszültségek meghatározására vonatkozó tétele

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy}$$

$y$  – az áramlás irányára merőleges irány.

A bizonyítás igénye nélkül a tetszőleges  $l$  hosszúságú,  $h$  szélességű résen az időegység alatt átáramló folyadékmennyiség a

$$Q = \frac{p_s h^3}{12\mu l}$$

összefüggéssel számolható. Itt:

$p_s = p_2 - p_1$  – a rés két oldalán a súrlódás következtében létrejövő nyomáscsökkenés;  
 $\mu$  – kifolyási tényező (ld. előbb!).

Jelentősen növelheti vagy csökkentheti az elfolyó munkaközeg mennyiségét, ha a rés egyik fala mozog a másikhoz képest (pl. dugattyú vagy tolattyú és hengerfal stb.). Ebben az esetben

$$Q = \frac{p_s h^3}{12\mu l} \pm \frac{u}{2} h$$

$u$  – az egyik fal (dugattyú, tolattyú stb.) mozgási sebessége;

$\pm$  – ha a fal és a folyadékmozgás iránya megegyezik (+), ha ellentétes (-).

## A hidraulika-rendszerek veszteségei 12.

Az 'R' sugarú hengerben koncentrikusan elhelyezkedő 'r' sugarú tolattyú (dugattyú) közötti szabályos körgyűrű alakú résen elszivárgó folyadékmennyiség (a bizonyítás igénye nélkül):

$$Q_o = \frac{2\pi r h_o^3 p_s}{12\mu l}$$

ahol  $h_o = R - r$ .

Amennyiben mechanikus kopások vagy helytelen szerelés következtében a tolattyú (dugattyú) és a henger egymáshoz viszonyított helyzete excentrikussá válik, az elfolyó folyadék mennyisége tovább növekszik maximális excentritást feltételezve ( $\mu = 1$ )

$$Q = 2,5Q_o$$

Kisméretű, úgynevezett kapilláris réseken át egy idő után csökken, majd többnyire teljesen meg is szűnik a folyadék elszivárgása. Ez a jelenség az **önelzáródás**, amely a folyadék fémfelületén való megkötődésének, az abszorciónak a következménye.

A molekuláris és elektromos erők által létrehozott abszorció intenzitása függ:

- a nyomástól és hőmérséklettől (ha  $p_{üz} \uparrow$  és  $t_{üz} \downarrow$ , az elzáródás intenzívebb);
- az üzemi folyadék fizikai tulajdonságaitól, molekulaszervezetétől (polimereknél, mint pl. a hidraulika folyadéakai) is fokozott elzáródási hajlam mutatkozik.

Az elzáródás jelensége káros lehet, amennyiben a rendszerben elhelyezett fojtásokon lép fel, ezért 0,2÷0,5 mm-nél kisebb átmérőjű fojtófuratokat rendszerint nem is alkalmazható.

## Hidraulikus ütés 1.

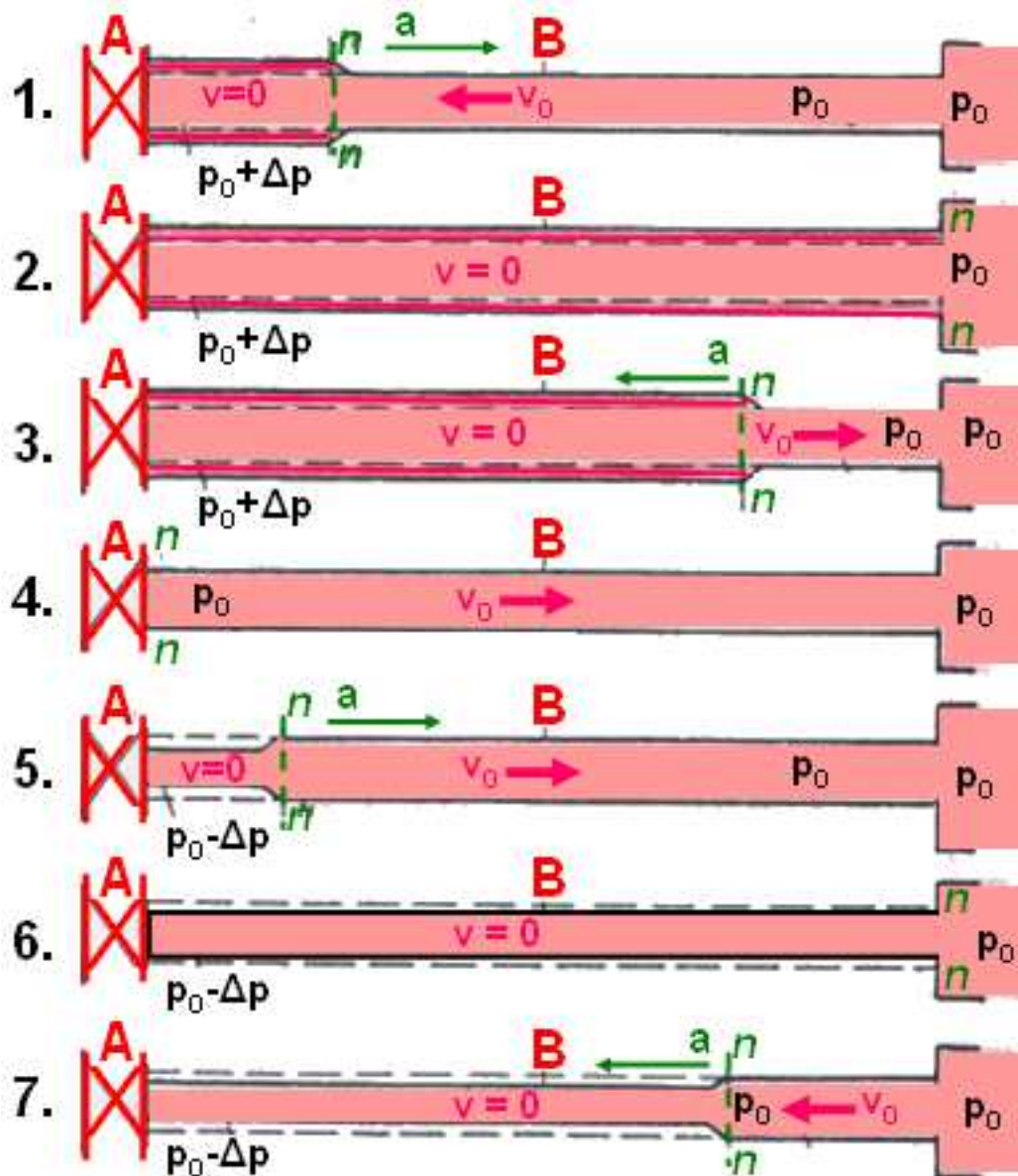
A hidraulikus ütés a dinamikus elven működő hidraulika-rendszer munkaközegének jelentős nyomáslüktetéssel járó csillapodó lengőmozgása.

**Előidézője:** rendszerint a rugalmas falú csőben áramló folyadék útjának hirtelen zárása (esetleg nyitása) csap vagy más berendezés segítségével.

**Értelmezése** – az eddigi vizsgálati gyakorlattól eltérően – csak a folyadék **összenyomhatóságának** figyelembevételével lehetséges.

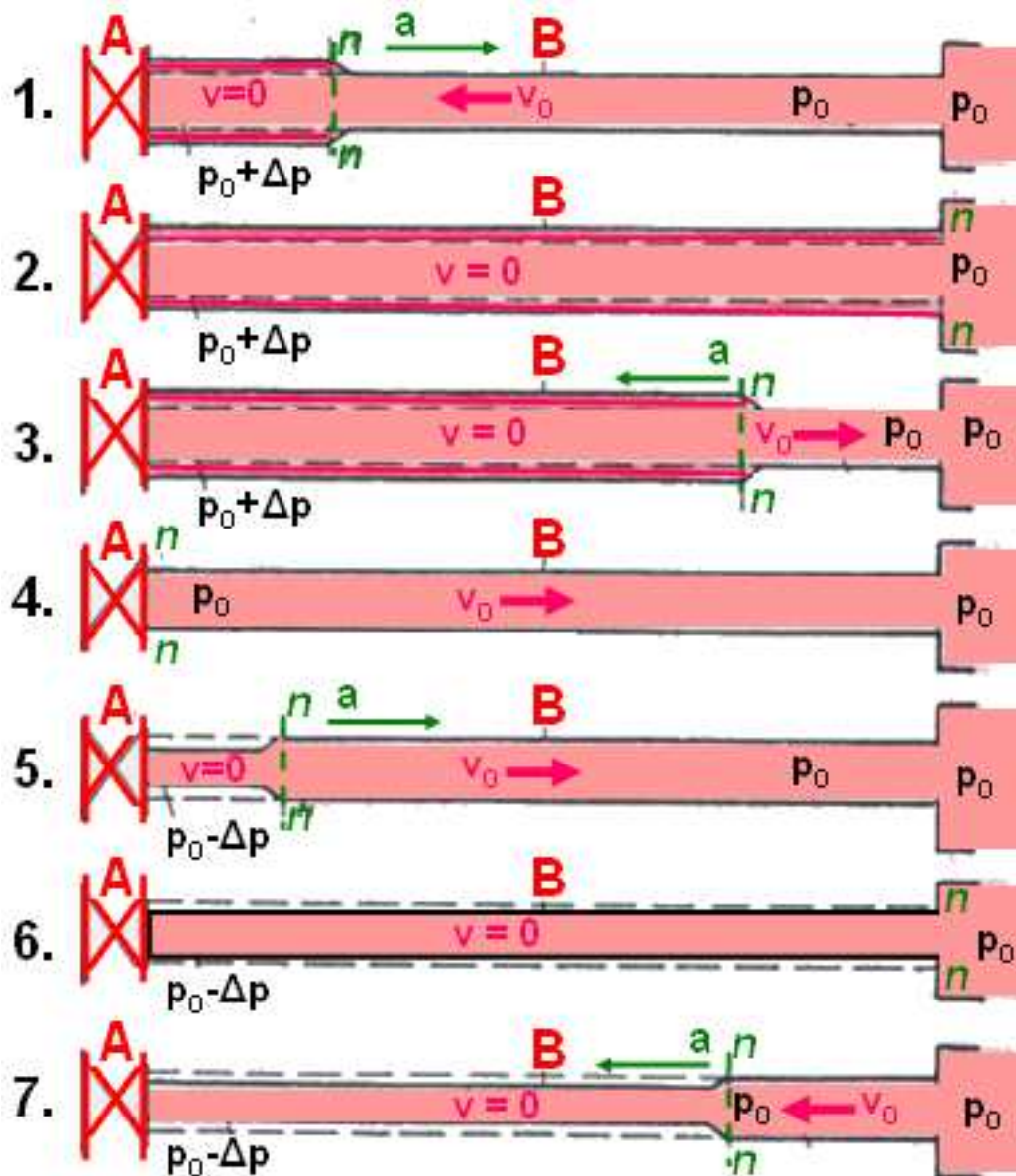
Áramoljon a hidraulikus munkafolyadék egy tartályból csövön keresztül  $v_0$  sebességgel és  $p_0$  nyomással az 'A' csap felé, amelyet hirtelen ( $t_{\text{zárás}} \approx 0$  s) lezárnak (1. pozíció). A mozgó folyadékrészecskék a zárás helyén összetorlódnak, kinetikai energiájuk nyomásnövelésre, illetve ennek következtében a cső falának rugalmas deformálására (átmérő növelésére) fordítódik.

A lefékezett ( $v=0$ ) részecskék nyomásnövekedése  $n - n$  lökéshullám formájában, az eredeti áramlási iránnyal ellentétesen 'a' helyi hangsebességgel a tartály felé halad. Mire a lökéshullám eljut a tartályig (2. pozíció), az egész csőszakaszban megszűnik a folyadék áramlása ( $v = 0$ ).



## Hidraulikus ütés 2.

A megnövekedett nyomással ( $p_0 + \Delta p$ ) és a rugalmasan kitágult csőfalakkal jellemezhető állapot nem stabilizálódhat. A csőfalak összehúzódnak, miközben a ( $\Delta p$ ) túlnyomás a csap (A) irányába megszűnik és  $p_0$  eredeti értéke áll vissza (3. pozíció).



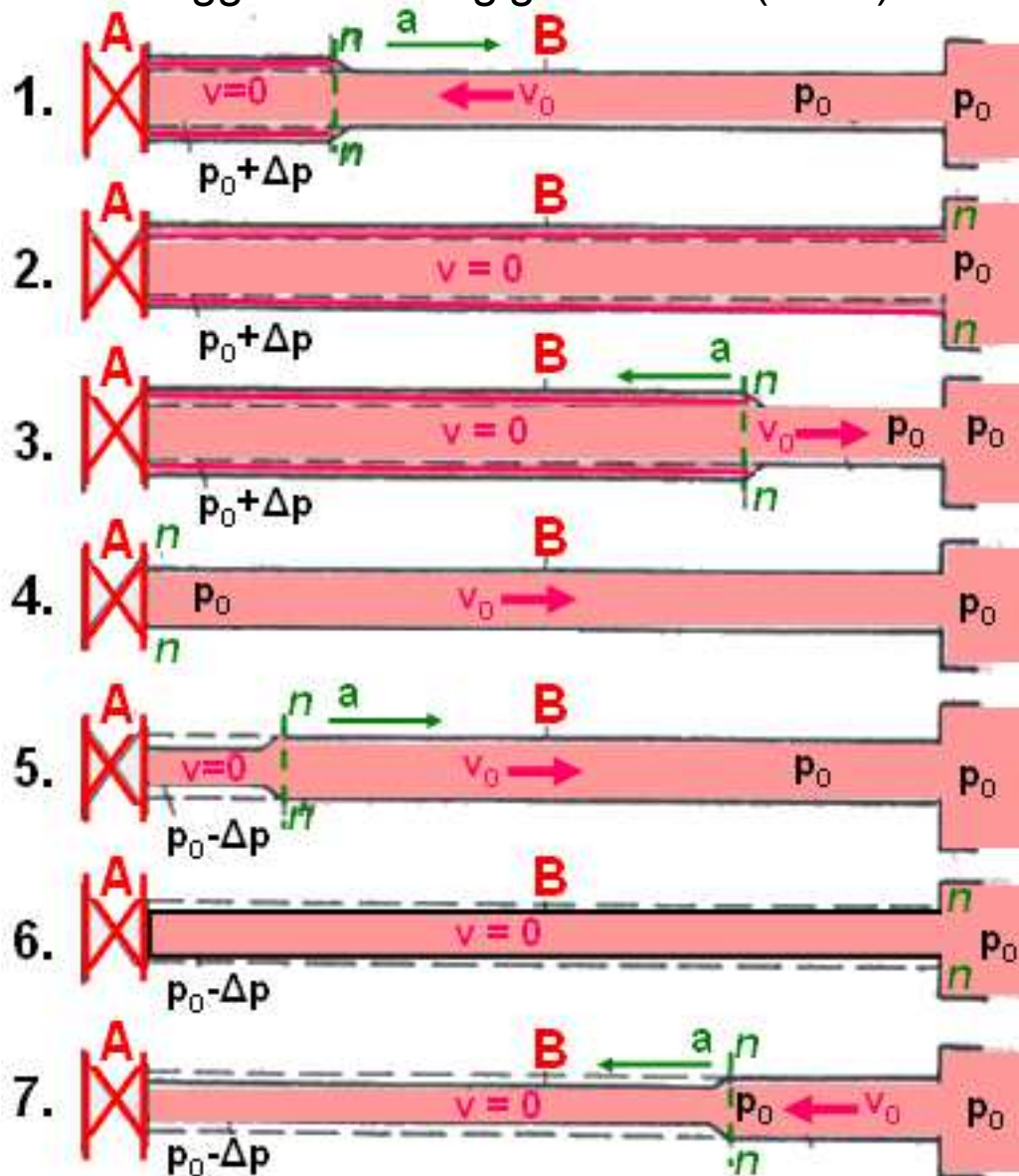
A lecsökkent térfogatban fölöslegessé vált folyadék  $v_0$  sebességgel a tartály felé áramlik. Miután az  $n - n$  lökés-hullám ismét az 'A' csaphoz ér, a nyomás az egész csőszakaszban az eredeti  $p_0$ , a folyadékreszecskek tehetetlenségük következtében azonban továbbra is  $v_0$  sebességgel a tartály felé áramlanak (4. pozíció).

Figyelembe véve, hogy a csőfal rugalmas és a folyadékmozgás tehetetlensége következtében  $v_0$  sebességgel továbbra is fennmarad, a csőben 'a' sebességgel egy  $n - n$  ( $-\Delta p$ ) nyomáscsökkenési hullám indul a tartály felé.

A cső átmérője a nyomáscsökkenés miatt csökken, benne feszültség halmozódik fel (5. pozíció).

### Hidraulikus ütés 3.

A szívási hullám mögött a folyadék áramlási sebessége  $v = 0$ , nyomása  $(p_0 - \Delta p)$ , így miután  $n - n$  front a tartályhoz ért (6. pozíció), a nyomás  $p_0$  értékre növekedése ismét  $a$  sebességgel vonul végig a csövön ( $n - n$ ) a csap (A) irányába, miközben a rugalmasan

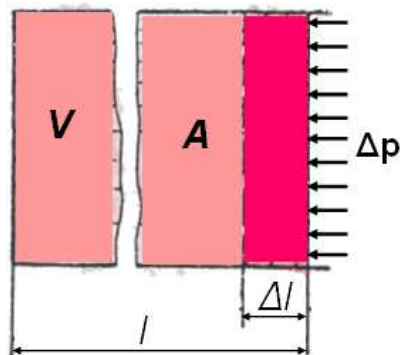
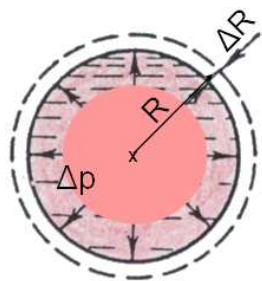
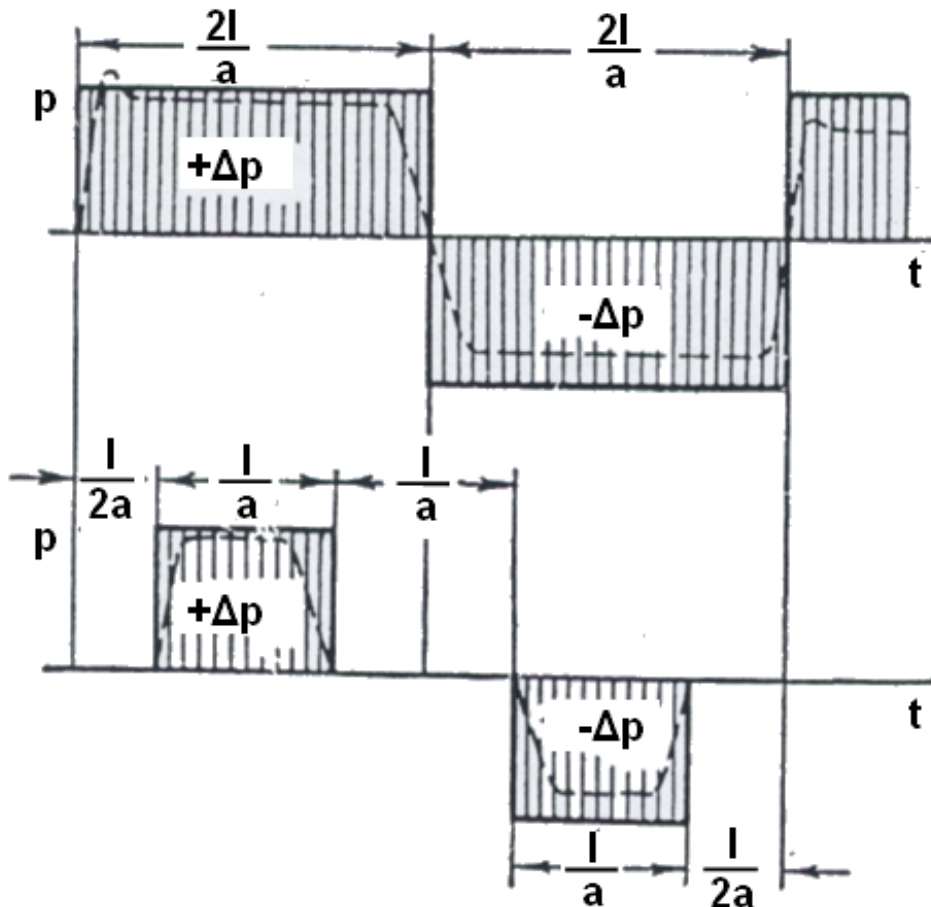


kitáguló csőben  $v_0$  sebességgel áramlik be a folyadék (7. pozíció).

A folyadékreszecskek tehetetlensége és a falak rugalmassága következtében a ciklus végén a folyamat nem fejeződik be, hanem folytonosan csökkenő  $\Delta p$  értékkel még néhányszor (5÷20-szor) a teljes kinetikai energia elnyelődéséig folytatódik az 1÷7. pozícióknak megfelelően.

## Hidraulikus ütés 4.

Az ábrán - a tartály és a csap közötti  $l'$  hosszúságú csőszakasz nyomásának időbeni változása látható közvetlenül a csapnál, illetve a cső középső szakaszán (előző ábrán 'A' és 'B' pont). (Folyamatos vonal a számított, szaggatottal a tényleges nyomásértékeket ábrázolja. A jellegükben mutatkozó eltérés oka, hogy a csapok tényleges nyitására és zárására némi időre van szükség).



A  $\Delta p$  nyomásnövekedés nagysága abból a feltételből határozható meg, hogy a folyadék kinetikai energiája az 'R' sugarú cső falának rugalmas deformációjára (a sugár  $\Delta R$  értékkel történő növelésére) fordítódik. Az áramló folyadék kinetikai energiája

$$W_{\text{kin}} = \frac{mv_0^2}{2} = \frac{1}{2} \pi R^2 l \rho v_0^2$$

A csőfal  $\Delta p$  nyomásnövekedés hatására létrejövő  $\Delta R$  sugárnövekedést létrehozó deformációs munka

$$W_{\text{def}} = \frac{1}{2} \Delta p 2\pi R l \Delta R \quad (x)$$



## Hidraulikus ütés 5.

A Hooke-törvény szerint

$$\sigma = \frac{\Delta R}{R} E \quad (\text{xx})$$

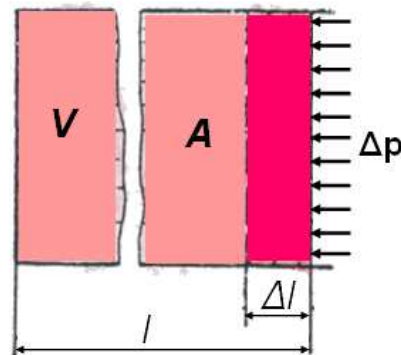
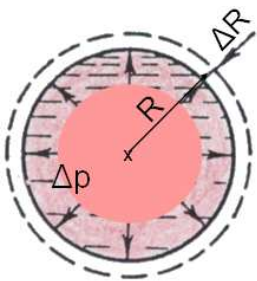
ahol  $\sigma$  a  $\delta$  vastagságú csőfalban  $\Delta p$  nyomásnövekedés hatására ébredő normál feszültség, azaz

$$\sigma = \frac{\Delta p R}{\delta} \quad (\text{xxx})$$

A (xx) és (xxx) kifejezéseket felhasználva alakítsuk át a deformációs munkára kapott összefüggésüket:

$$W_{\text{def}} = \frac{\Delta p^2 \pi l R^3}{\delta E}$$

Az áramló folyadék által végzett munkát úgy is felfoghatjuk, mint a  $\Delta p$  nyomás által 'A' felületen kifejtett erő  $\Delta l$  úthosszon végzett elmozdulása során végzett munka. (A folyadékoszlop összenyomódása és sugarának  $\Delta R$  értékkel való növekedése következtében jön létre).



$$\frac{1}{2} A \Delta p \Delta l = \frac{1}{2} \Delta p \Delta V$$

## Hidraulikus ütés 6.

A Hooke törvénnyel analóg módon a térfogatcsökkenés és az eredeti folyadéktérfogat aránya  $\Delta V/V$  lineáris kapcsolatban van a nyomásnövekedéssel:

$$\Delta p = K \frac{\Delta V}{V}$$

ahol  $K = \rho \frac{dp}{dq}$  a folyadék térfogati, rugalmassági együtthatója.

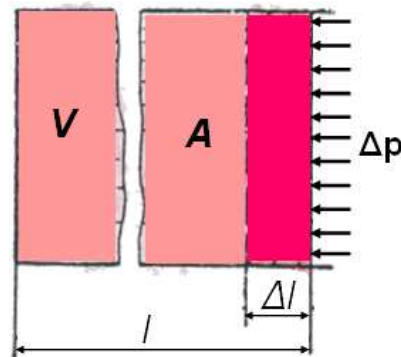
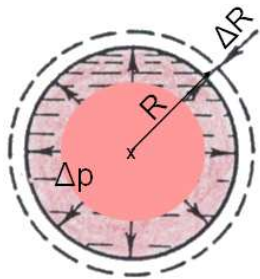
A  $V$  térfogatú folyadék összenyomására fordítandó munka:

$$W_{\text{nyom}} = \frac{1}{2} \frac{\Delta p^2 \pi R^2 \ell}{K}$$

A kapott összefüggések felhasználásával:  $W_{\text{kin}} = W_{\text{deff}} + W_{\text{nyom}}$   
azaz

$$\frac{1}{2} \pi R^2 \ell \rho v_o^2 = \frac{\pi R^3 \ell \Delta p^2}{\delta E} + \frac{\pi R^2 \ell \Delta p^2}{2K}$$

A szükséges egyszerűsítések és átalakítások után a  $\Delta p$ -t kifejezve a



$$\Delta p = \rho v_o \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{K} + \frac{2\rho R}{\delta E}}} \quad (\text{xxxx})$$

összefüggést kapjuk.

## Hidraulikus ütés 7.

$$\Delta p = \rho v_0 \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{K} + \frac{2\rho R}{\delta E}}} \quad (\text{xxxx})$$

sebeség dimenziójú kifejezés, amelynek fizikai tartalma úgy értelmezhető legjobban, ha feltételezzük, hogy a cső abszolút merev, azaz  $E = \infty$ . Ebben az esetben a vizsgált törtünk  $K/\rho$  alakúra módosul, ez pedig nem más, mint az egynemű rugalmas,  $\rho$  sűrűségű,  $K$  rugalmassági együtthatójú közeg hangsebességének kiszámítására alkalmas összefüggés.

(Pl.  $a_{\text{víz}} = 1435 \text{ m/s}$ ;  $a_{\text{benzin}} = 1116 \text{ m/s}$ ;  $a_{\text{olaj}} = 1400 \text{ m/s}$ ).

Mivel a hidraulikus ütés vizsgálatánál feltételeztük, hogy a csőfal rugalmas, így  $E \neq 0$ , az

$$a = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{K} + \frac{2\rho R}{\delta E}}}$$

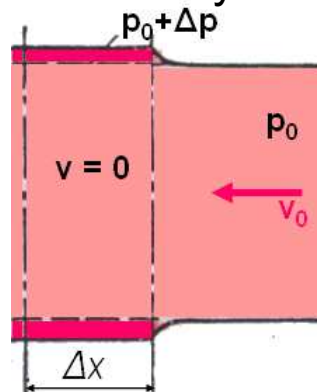
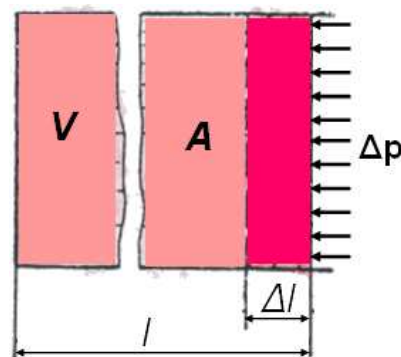
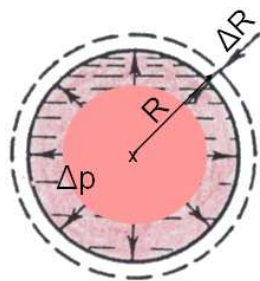
összefüggés pedig a lökéshullám terjedési sebességet fejezi ki.

A kapott összefüggésünk helyessége egyszerűen igazolható a lökéshullám által  $dt$  idő alatt megtett elemi  $dx$  távolságon. A mozgásmennyiség változását megvizsgálva:

$$[(p_0 + \Delta p) - p_0] A dt = (v_0 - 0) \rho A dx$$

Ebből a lökéshullám sebessége  $a = \frac{dx}{dt} = \frac{\Delta p}{\rho v_0}$

illetve a nyomásnövekedés  $\Delta p = \rho \cdot v_0 \cdot a$ , ami összevetve a (xxxx) összefüggéssel teljes azonosságot mutat.



## Hidraulikus ütés 8.

$$\Delta p = \rho \cdot v_0 \cdot a.$$

A  $\Delta p$ -re kapott összefüggés abban az esetben igaz, ha a csap zárási ideje ( $t_z$ ) rendkívül kicsi

$$t_z < T_0 = 2 \ell / a$$

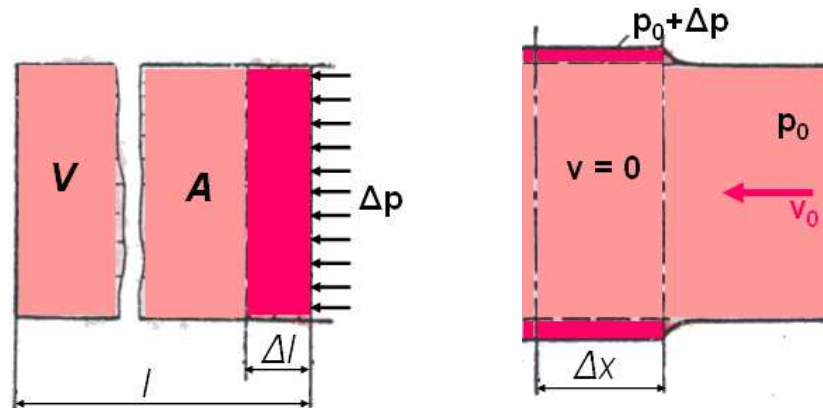
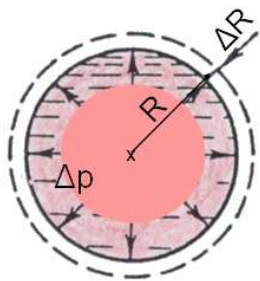
ahol  $T_0$  – hidraulikus ütés ciklusideje (a folyamatábrán ábrán 1.-7. pozíció egyszeri lefutásához szükséges idő). Amennyiben  $t_z \geq T_0$  ún. **közvetett hidraulikus ütés** játszódik le, ahol a létrejövő nyomásnövekedés ( $\Delta p'$ )

$$\frac{\Delta p'}{\Delta p} = \frac{T_0}{t_z}$$

Innen:

$$\Delta p' = \frac{T_0}{t_z} \Delta p = \frac{2\ell}{at_z} \rho v_0 a = \frac{2\ell \rho v_0}{t_z}$$

**Amennyiben konstrukciósan biztosított  $t_z \gg T_0$ , nem következik be hidraulikus ütés.**



## Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

A hidraulika-rendszereknek több különféle szempont szerinti felosztása ismeretes. Mint **körfolyam** alapvetően

- **zárt és**
- **nyitott**

különböztethető meg. Az első előnye egyszerűsége, mivel a szivattyú által szállított folyadékmennyiséget a végrehajtó szerv teljes egészében felhasználja, majd ezt követően a szivattyú szívóterébe vissza is juttatja. Így csak a réseken elszivárgó folyadék (volumetrikus veszteségek) pótlására szükséges minimális tartálytérfogat biztosítása. Ez a megoldás jól alkalmazható pl. hidraulikus emelőknél.

Nagyobb bonyolultságú, sok végrehajtó szervet magába foglaló rendszereknél – ilyen a repülőgépeké is – rendszerint különböző számú fogyasztót eltérő intenzitással kell külön-külön és/vagy különböző kombinációban együttesen működtetni. Ez a mennyiségi vagy sebességi vezérlés megköveteli, hogy időegység alatt a fogyasztókba különböző folyadéktérfogat kerüljön betáplálásra, ami csak megnövekedett folyadéktároló- (tartály-) térfogat alkalmazásával lehetséges.

Az energiarendszer **energiaátvitel fajtája szerint**

- **hidrodinamikus;**
- **hidrostatikus.**

Általános vizsgálatnál a rendszert **felépítő alrendszerek** közül megkülönböztethetőek:

- **energiahálózat**, amely a munkafolyadékot tárolja, szűri, időegység alatt megfelelő mennyiséget és nyomást biztosít számára. Ide tartozó berendezések a tartályok, szűrők, szivattyúk, hidraulika-akkumulátorok.
- **elosztóhálózat** kapcsolatot teremt az energia és munkahálózat között. Ehhez tartoznak a csapok, szelepek és csővezetékek.
- **munkahálózat**, amely a folyadék által továbbított munkavégző-képességet mechanikai munkává alakítja. Szerkezeti elemei a munkahengerek és hidromotorok.

## Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

Repülőszerkezeteknél a gyakorlat követelményeinek megfelelően, lényegében a felsorolt szerkezeti elemek és berendezések egy egyszerűbb hálózati felosztása az elfogadott:

- **Csapok előtti** vagy **központi rendszer**, mely tárolja, szűri és megfelelő mennyiségben és nyomásban a végrehajtó szervekhez továbbítja a folyadékot. Az üzembiztos működés érdekében itt valósul meg a túlnyomás létrehozása, tárolása és jelzése, valamint a szellőztetés is. Ennél a rendszernél lehetséges túlterheléstől védő berendezés beépítése is. Részai: a hidraulika-tartály, szűrők, rendszerbiztosító szelep, tehermentesítő automata, hidraulika-akkumulátor(-ok), manométer, a csővezeték egy része.
- **Csapok utáni** vagy **végrehajtó (fogyasztó, munkavégző) rendszer**.

### **Megjegyzés:**

*1. Maguk a csapok is e rendszerhez tartoznak! Itt történik a folyadék nyomásából származó munkavégző-képesség mechanikai munkává alakítása a kívánt vezérlési célnak megfelelően. Utóbbiak az áramló folyadék:*

- *útvját;*
- *nyomását;*
- *mennyiségét*

*vezérlik, de a munkahengerek, hidromotorok is ide tartoznak.*

*2. Korszerű repülőgép sárkányán a földi (állapotellenőrzéshez, működtetéshez vezérlő panelt is elhelyeznek.*

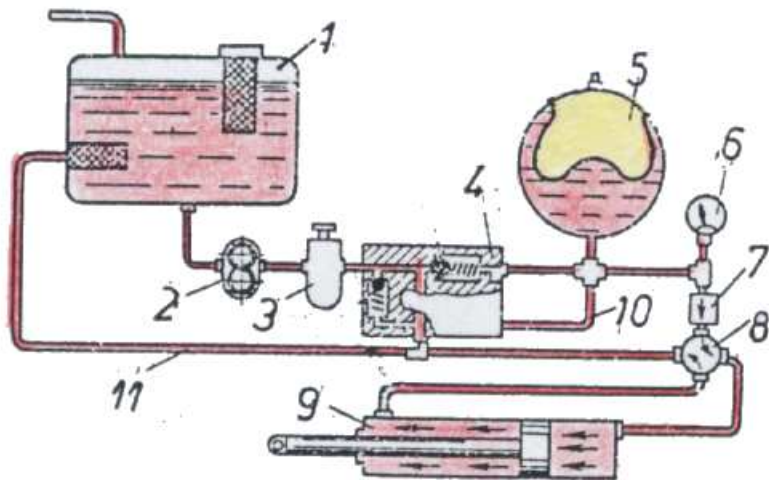


## Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

A hidraulika-rendszerek osztályozhatóak a bennük **alkalmazott szivattyúk folyadék szállítási módjától függően** is. Így megkülönböztethető:

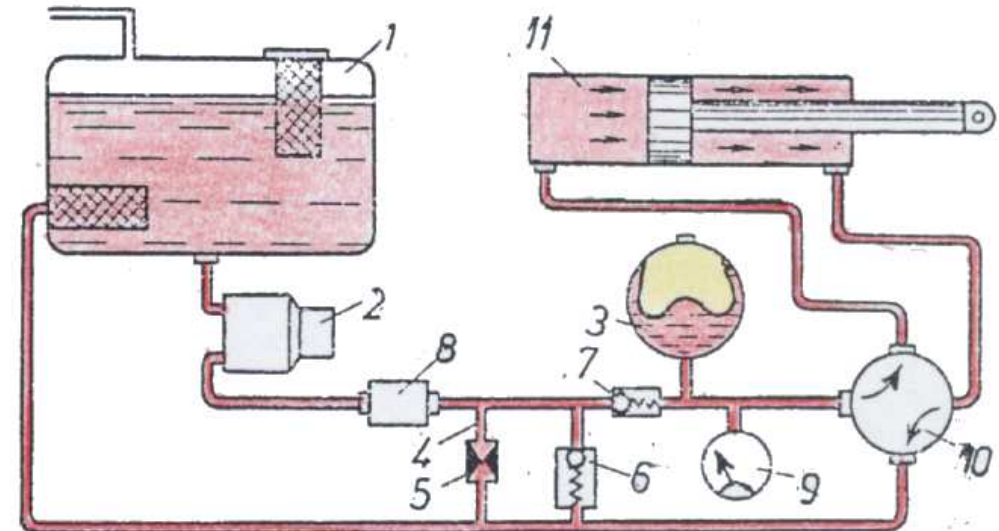
- **állandó szállítóképességű** szivattyúval (a. ábra) és;
- **változó szállítóképességű** szivattyúval (b. ábra) felszerelt rendszer.

Az elsőhöz olyan szivattyúk tartoznak, amelyeknél állandó fordulatszámuk ( $n = \text{const}$ ) mellett szállítóképességük is állandó ( $Q = \text{const}$ ), a másodikhoz az olyanok, ahol az állandó fordulatszám ( $n = \text{const}$ ) esetén is biztosítható a szállítóképesség változtatása ( $Q = \text{var}$ ), vagy adott határok között változó fordulatszám ( $n = \text{var}$ ) esetén is fenntartható a szállítóképesség állandósága ( $Q = \text{const}$ ):



1 – tartály; 2 – szivattyú; 3 – durva szűrő; 4 – tehermentesítő szelep; 5 – hidraulika akkumulátor; 6 – manométer; 7 – finomszűrő visszacsapó szeleppel; 8 – irányváltó csap; 9 – munka-henger; 10, 11 – csővezetékek

a.)



1 – tartály; 2 – szivattyú; 3 – hidraulika akkumulátor; 4 – csővezeték; 5 – állandó fojtás; 6 – rendszerbiztosító szelep; 7 – visszacsapó szeleppel; 8 – finom szűrő; 9 – manométer; 10 – irányváltó csap; 11 – munkahenger

b.)

A rendszerek közötti különbség a - szivattyú szerkezeti kialakításából adódóan - a tehermentesítő szelep (4) meglétében (a. ábra), vagy hiányában mutatkozik.

# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

A hálózati felosztásnak megfelelően a rendszer elemeinek funkció szerinti csoportosítása a következő:

## 1. Hidraulika-tartály;

## 2. Hidraulika-szivattyú (állandó-, változó szállítóképességű).

## 3. Hidraulika-akkumulátor.

## 4. Irányító elemek:

### 4. 1. Nyomásirányító elemek:

- + túlfolyó szelepek;
- + rendszerbiztosító szelepek;
- + tehermentesítő szelepek;
- + nyomáskapcsolók;
- + nyomáscsökkentők;

### 4. 2. Mennyiségirányító elemek:

- + fojtások;
- + sebességállandósító szelepek;
- + szinkronszelepek;
- + hidraulikus adagolók;
- + vezérlő tolattyúk (útirányító elemek is, ld. ott!);

### 4. 3. Útirányító elemek:

- + irányváltó csapok;
- + egyirányú szelepek;
- + hidraulika-zárak.

## 5. Hidromotorok

### 5. 1. Forgómozgást megvalósító hidromotorok;

### 5. 2. Lengőmozgást megvalósító hidromotorok;

### 5. 3. Haladó, alternáló mozgást megvalósító munkahengerek.

## 6. A rendszer megbízható működését biztosító elemek

### 6. 1. Szűrők;

### 6. 2. Tömítések;

### 6. 3. Tartály túlnyomást biztosító rendszer (ha van, a levegőrendszer része!).

### **Megjegyzés:**

*Az ábrákon bemutatott hálózatok a könnyebb áttekinthetőség és érthetőség kedvéért nagymértékben leegyszerűsítettek. Valójában a nagy repülőgépek hidraulika-rendszerei ennél lényegesen bonyolultabbak. Például egy korszerű bombázó-, vagy szállító repülőgépen 3-4 önálló rendszer, egyenként 1÷3 db., 210÷400 bar nyomást előállító szivattyúval, ehhez összesen ~1467000 W (~2000 LE) teljesítményt felhasználva. A rendszerbe 80÷100 haladó-, 40÷50 forgómozgást megvalósító végrehajtó szerv, 50÷60 mechanikus és 100÷120 elektromos vezérlésű szelep működik. A beépített csővezetékek hossza elérheti az 1600 m-t, a tartályok együttes térfogata 800 litert.*



# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## A hidraulika-tartályok 1.

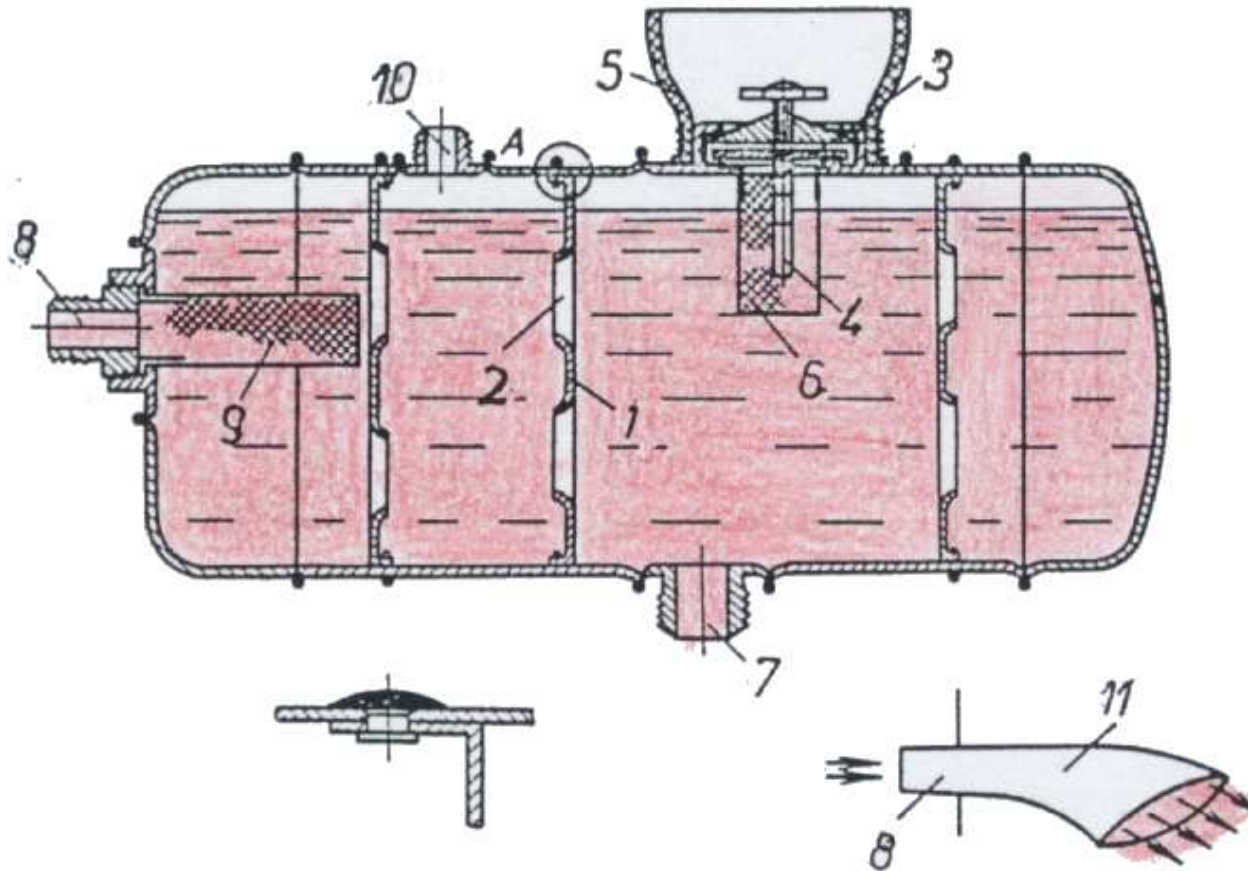
**Feladata:** tárolja, szűri, ülepíti, részben hűti a rendszer működéséhez szükséges munkafolyadékot, pótolja az esetlegesen elszivárgó olajat, felveszi a hőtágulás következtében fölöslegessé váltat.

**Anyaga** rendszerint a vegyi hatásoknak ellenálló, 1-2 mm vastag eloxált alumíniumötvözet, esetenként korrózióálló acél, szárnyban kialakított konténerek esetén lehet olajálló gumi is.

A **tartálytérfogat** legalább 50 %-kal nagyobb, mint az összes szerelvény és csővezeték

térfogata, úgy, hogy ez egyben több, mint a tartályon fél perc alatt átáramló folyadék. Gyakorlatban a tartály-térfogat eléri a rajta percenként átfolyó folyadék térfogatának 2-3-szorosát is, mivel így biztosítható a megfelelő hűtés is. Utóbbi intenzitása fokozható a tartály légáramlatba helyezésével, vagy olaj-tüzelőanyag radiátor alkalmazásával.

Hermetikus rendszereknél a **szintjelző** nem mérőpálcás, hanem mérőcsöves kialakítású. Ez tulajdonképpen egy átlátszó kalibrált üvegcső, amelyet közlekedőedényként erősítenek a tartályhoz.



## Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

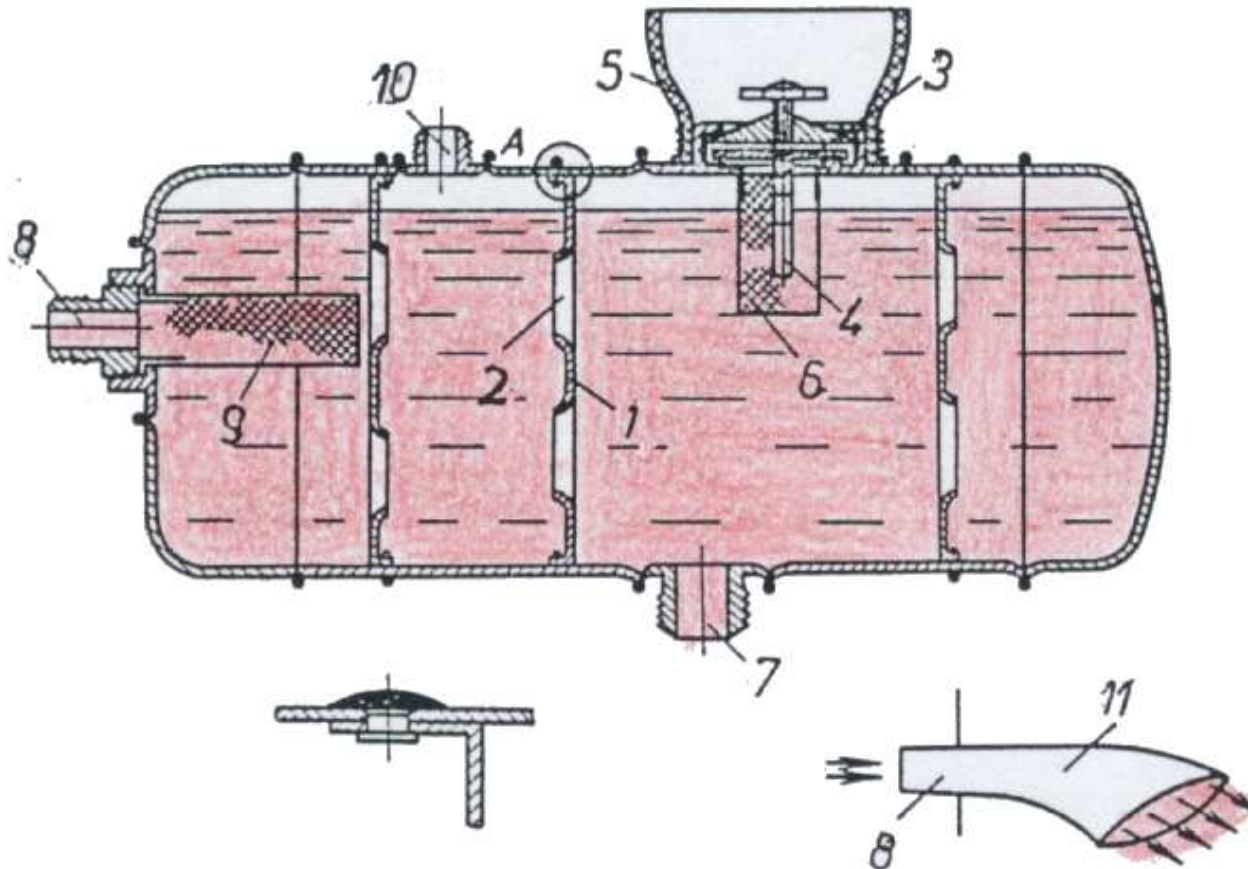
### A hidraulika-tartályok 2.

**Szerkezeti kialakítás** következtében semmilyen repülési üzemmódon vagy helyzetben sem ömölhet ki belőle folyadék. A visszavezető cső (8) végén fémhálót (9) vagy perforált lemezt helyeznek, esetleg bővülő, ferdén levágott (11) végződésel látják el. Ezzel a folyadékot a tartályban levő folyadék belseje felé vezetik, lecsökkentett sebességgel, kis nyomáskülönbséggel. Ezzel csökkentik a folyadék felszínre jutási lehetőségét és a munkaközeg habosodását.

A tartály belsejében áteresztő furatokkal ellátott válaszfalak a tartálymerevítők, valamint a folyadék nagyfokú hullámzását akadályozzák meg. A munkafolyadék feltöltése a felső részen elhelyezett

tölcsér (5) segítségével történik. A feltöltő nyílás szűrővel (6) védett és hermetikus fedéllel (3) zárható, amely szintmérő pálcával (4) is kiegészül.

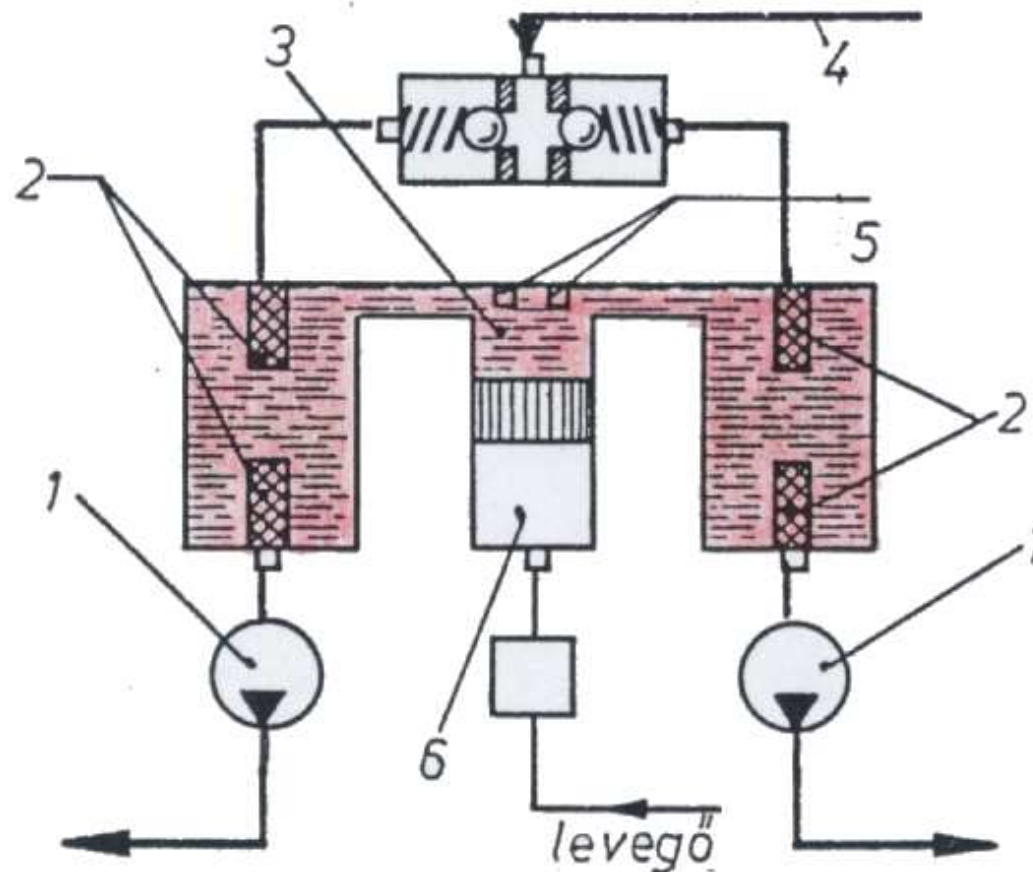
A tartály felső részén szellőzőcső (10) található, amely nyitott rendszereknél szűrőn keresztül a környezeti levegőhöz, zárt rendszereknél a túlnyomást biztosító vezetékhez kapcsolódik. Ebben az esetben a folyadék feletti gáznyomás – a kavitáció veszély csökkentése miatt – elérheti a 4-5 bar értéket is.



## Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

### A hidraulika-tartályok 3.

A hermetikus tartályban a munkafolyadék feletti szükséges túlnyomás (pl. a habosodás csökkentésére) biztosítható dugattyú közbeiktatásával, ami a sűrített levegő (6) vagy rugóval mozgat. A tartály két fele két független rendszer folyadék ellátását táplálja szivattyúk (1) segítségével. A szívó- és visszavezető (4) ág szűrőkkel (2) védett. Amennyiben elszivárgások következtében egy megengedett határt meghalad a folyadékszint csökkenése, a dugattyú elektromos érintkezőkön (5) keresztül zárja a veszélyes maradványjelző áramkörét.

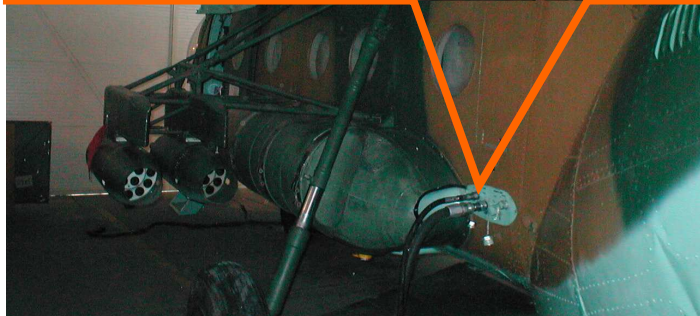
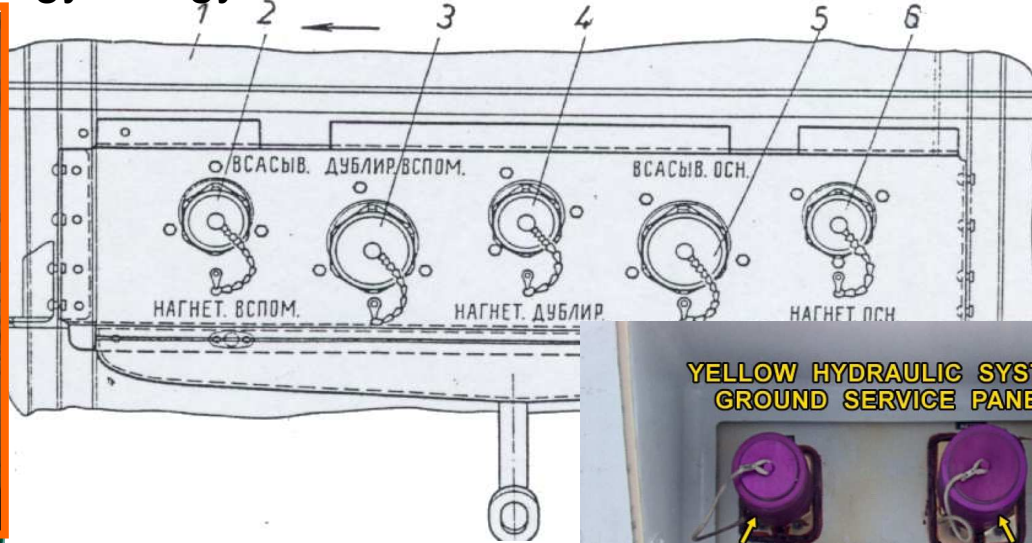
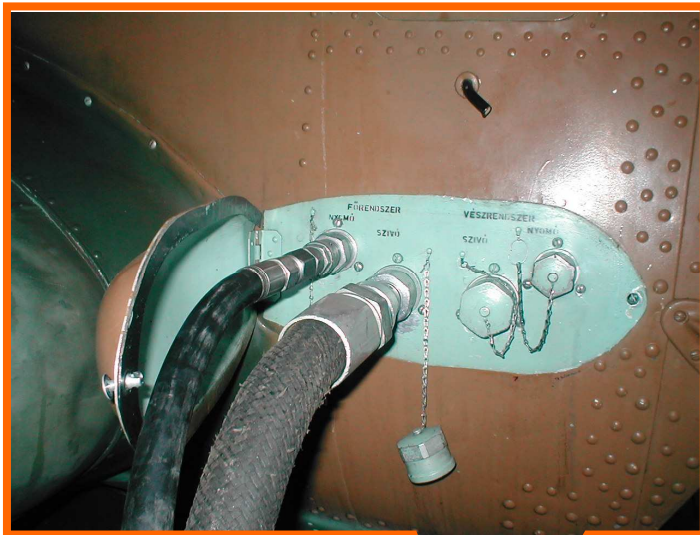


# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Hidraulika rendszerek feltöltése, földi működtetése

Közepes és nagy magasságban üzemeltetett légi járművek hidraulika-rendszere általában hermetikus kialakítású. Ilyenkor a **feltöltő nyílás** sem a tartályon van, hanem a tüzelőanyag-rendszeréhez hasonló, központi szerkezeti kialakítású.

A **rendszer földi ellenőrzése** többnyire külső tápforrás segítségével végzhető, mivel üzemszerűen a hidraulika szivattyúk rendszerint a hajtómű segédberendezés házáról kapják meghajtásukat. Ezért olyan csatlakozó panelt is kialakítanak (1), amely lehetővé teszi – hajtómű indítása nélkül – külső tápforrás nyomó (2; 6) és visszavezető ági (3; 5) csővezetékeinek csatlakoztatását, szükség szerint a tartályban túlnyomás létesítését is (4). A szívó–nyomó csatlakozó-párok száma megegyezik a fedélzeten kialakított hidraulika-rendszerek számával, így az egyes rendszerek külön is működtethetőek.



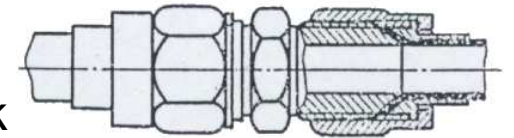
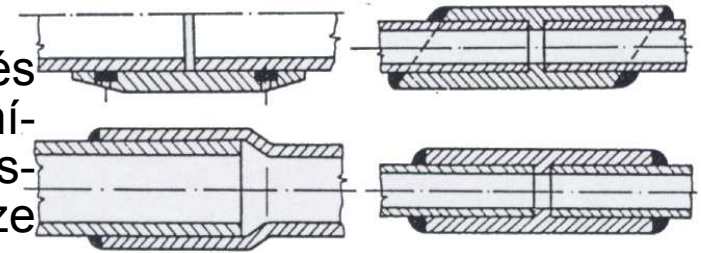
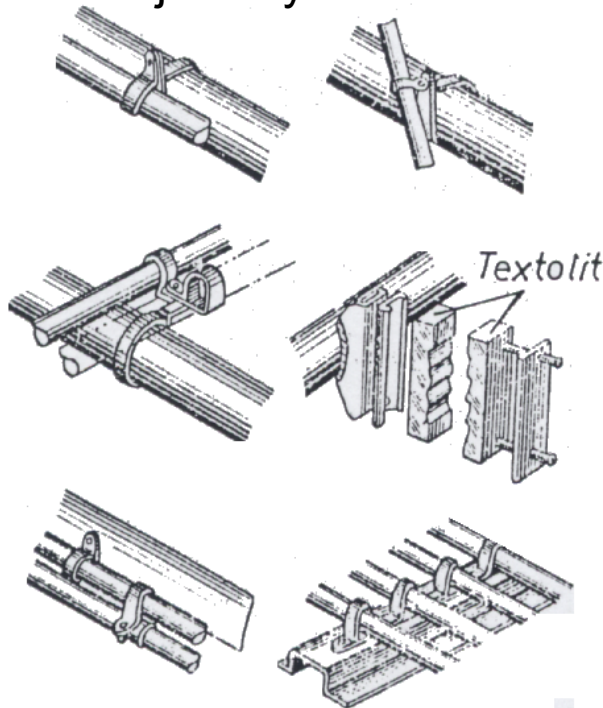
# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Csővezetékek 1.

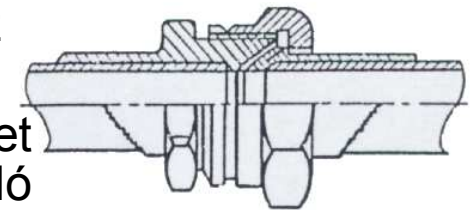
A hidraulika-rendszerekben **fém** (acél, alumínium) és **hajlékony** (flexibilis) csővezetékek használatosak. Alumíniumcsöveket alacsony nyomású, acélcsöveket magasnyomású hálózatnál alkalmaznak. A fémcsövek egy része nem-oldható kötással kapcsolják össze, a tömítést forrasztással vagy argon védőgázos hegesztéssel biztosítva.

A nagynyomású rendszereknél a csövek összekapcsolhatók csavarsorral rögzített peremekkel. Leggyakoribb a hollandi anya belső részén elhelyezett peremezett tömítő kúp, nagyobb nyomású rendszereknél a tömítő kúpot a csővezetékhez hegesztik (b. ábra).

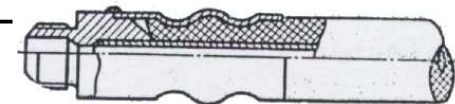
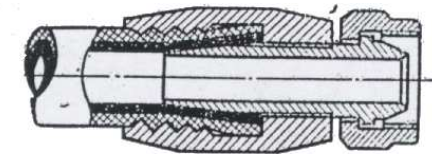
A hajlékony csővezetékek speciális gumiból készülnek, amelyet több rétegben vászon vagy fémháló erősít. Az ilyen csövek összeerősítése speciális csatlakozó idommal lehetséges, amelynek két tipikus megoldása látható az ábrán. A csövek beépítésénél ügyelni kell, hogy görbületi sugaruk legalább 9÷10-szerese legyen átmérőjüknek. A hollandderek meghúzott helyzetét festékekkel is megjelölik.



a<sub>1</sub>



b<sub>1</sub>



A hidraulika-rendszer csővezetékét szerelési, rezgési okok miatt általában 2 m-es, vagy kisebb rövidebb darabokból állítják össze úgy, hogy a sárkányhoz rögzítésük akadályozza meg a rezgést (rezonanciát), fémes súrlódást és tűzveszély kialakulását.

# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Szivattyúk 1.

**Feladata:** a végrehajtó mechanizmusok működéséhez az előírt mennyiségű és nyomású folyadék biztosítása.

### **Általános követelmények:**

- A teljesítményegységre eső súly és térfogat minél kisebb legyen;
- Megbízhatóan működjön;
- A folyadékszállítás minél egyenletesebb legyen;
- Maximális fordulatszámmal történő működtetésnél se jöjjön létre túlmelegedés;
- Időegység alatt szállított folyadékmennyiség a legnagyobb terhelés (210–250 bar) esetén is legalább 5 liter/perc fölött legyen.

**Meghajtásuk** rendszerint közvetlenül a repülőszerkezet hajtóművéről történik, de egyes esetekben, (főként vész-szivattyúknál) villamos meghajtást is alkalmaznak.

**Működési elvük** szerint megkülönböztethető:

- **volumetrikus** vagy térfogat-kiszorítás elvén működő;
- **hidrodinamikus** elven üzemelő szivattyúkat.

A légi járműveken általában **volumetrikus** elven működő **szivattyúkat** alkalmaznak.

A **volumetrikus szivattyúk** lehetnek:

- állandó szállítóképességűek és
- változtatható szállítóképességűek.

**Szerkezetüket tekintve** lehetnek:

- dugattyús (axiális, illetve radiális);
- lapátos;
- fogaskerekes;
- csavar;
- membrános.

# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Szivattyúk 2.

A szivattyú(-k) hasznos teljesítmény a

$$P_{\text{haszn}} = Q \cdot \Delta p \text{ (Watt)}$$

összefüggéssel számolható, ahol

Q – időegység alatt szállítandó folyadéktérfogat (m<sup>3</sup>/s);

Δp – létrehozandó nyomáskülönbség (N/m<sup>2</sup>).

A szivattyú(-k) meghajtásához szükséges teljesítmény számítása a

$$P_{\text{szüks}} = \frac{Q \cdot \gamma \cdot H}{\eta_{\Sigma}}$$

formula segítségével történik, ahol

γ – az üzemi folyadék fajsúlya (N/m<sup>3</sup>);

H = H<sub>M</sub> – h'<sub>ny</sub> – h'<sub>sz</sub> a berendezés (nyomó) szállítómagassága, ahol:

+ H<sub>M</sub> – manometrikus szállítómagasság;

+ h'<sub>sz</sub> – a szívócső hidraulikus vesztesége;

+ h'<sub>ny</sub> – a nyomócső hidraulikus vesztesége.

η<sub>Σ</sub> = η<sub>h</sub> · η<sub>v</sub> · η<sub>m</sub> = 0,75 – 0,94 – a rendszer összhatásfoka, ahol:

+ η<sub>h</sub> – a keresztmetszet-változások, irányváltások és a folyadék belső súrlódása miatt hővé alakuló energia következtében létrejövő veszteség jellemzésére szolgáló hidraulikus hatásfok;

+ η<sub>v</sub> – a réseken elszivárgó folyadék, a munkaterek tökéletlen feltöltődése következtében létrejövő veszteség jellemzésére szolgáló volumetrikus hatásfok;

+ η<sub>m</sub> – a csap-, tárcsa-, tömszelence súrlódás jellemző mechanikus hatásfok

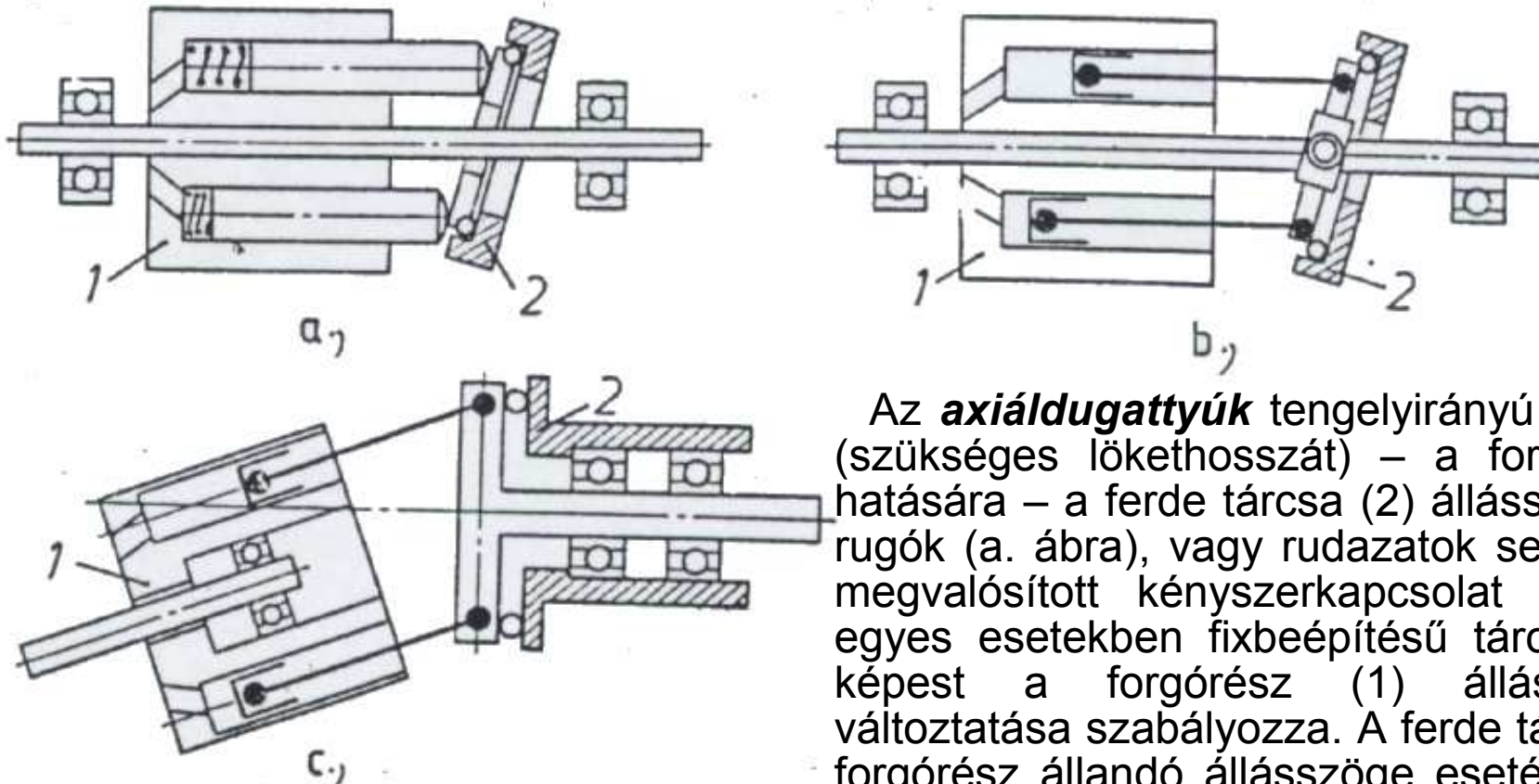
## Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

### Szivattyúk 3.

**Dugattyús szivattyú** készülhet **állandó** és **szabályozható** szállítóképességű kivitelben, **axiális** vagy **radiális dugattyúkkal**. Az axiálisnál a dugattyúelemek egymással párhuzamosan, a radiálisnál sugár irányban helyezkednek el.

**Megjegyzés:** a repülőeszközök hidraulika-rendszerében többnyire axiális rendszerűeket alkalmaznak, mert azonos teljesítmény esetén kedvezőbbek súly- és térfogat adataik, mint a radiálisé.

**Szállítóképességük** a dugattyúk löket-hosszának változtatásával szabályozható.



Az **axiáldugattyúk** tengelyirányú mozgását (szükséges lökethosszát) – a forgómozgás hatására – a ferde tárcsa (2) állásszöge és a rugók (a. ábra), vagy rudazatok segítségével megvalósított kényszerkapcsolat (b. ábra), egyes esetekben fixbeépítésű tárcsához (2) képest a forgórész (1) állásszögének változtatása szabályozza. A ferde tárcsa vagy forgórész állandó állásszöge esetén, állandó szállítóképességű szivattyúként működik.

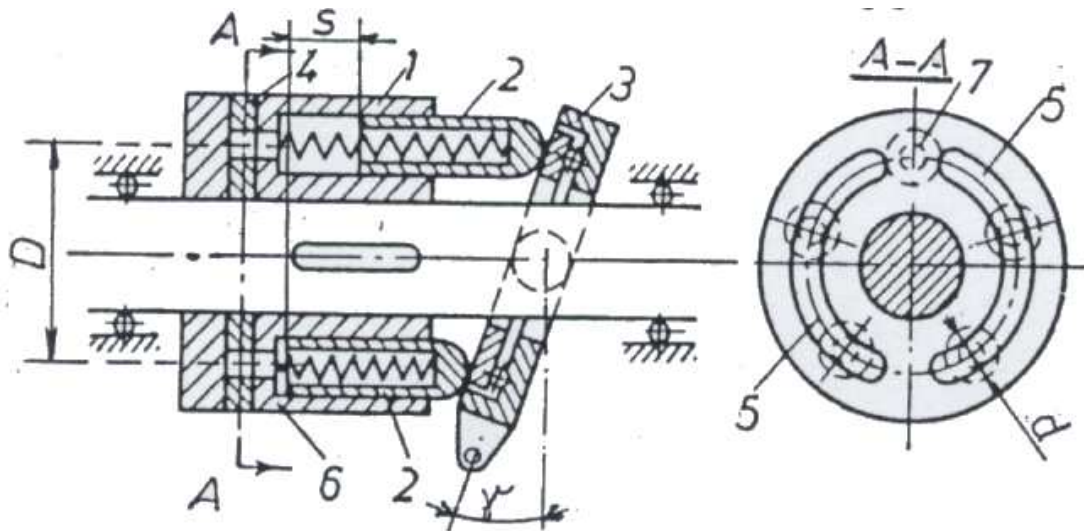


## Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

### Szivattyúk 4.

A dugattyús szivattyúk folyadékszállítása nem egyenletes, ezért a **közepes szállító-képességet** szokták kifejezni. Egy 'z' számú dugattyúelemmel felszerelt, 'n' fordulatszámon üzemelő axiáldugattyús szivattyú másodpercenkénti elméleti szállító-képessége:

$$Q_{\text{elm}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s \cdot z \frac{n}{60} = \frac{z \cdot \pi \cdot H \cdot d^2 \cdot \text{tg} \gamma \cdot n}{4 \cdot 60}$$



Itt (az ábrának megfelelően):

D – a dugattyúelemek hossz tengelye által leírt kör átmérője;

d – egyetlen dugattyúelem átmérője;

$\gamma$  – a ferdetárcsa állásszöge;

$s = D \cdot \text{tg} \gamma$  – a dugattyúelem maximális lökethossza.

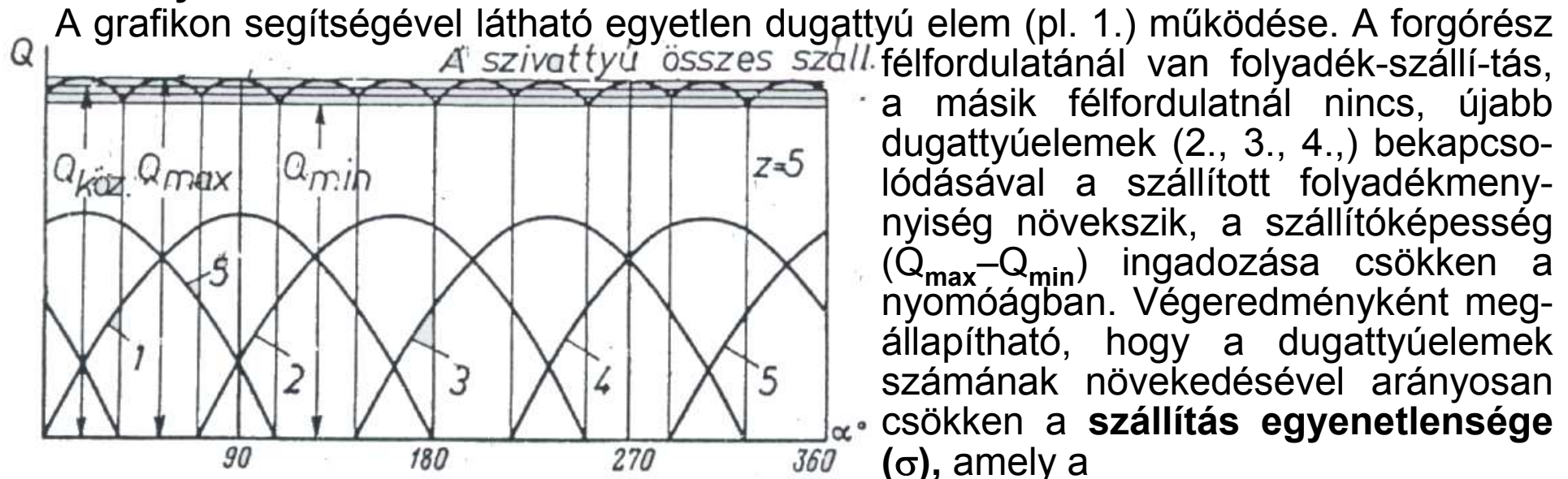
A szivattyú tényleges folyadék szállítása a volumetrikus veszteségek figyelembevételével

$$Q_{\text{eff}} = Q_{\text{elm}} \cdot \eta_v$$

A szivattyú forgó hengertömbjével (1) szemben a ház belsejében levő bronztárcsa (4) félköríves hornyai (5) a szívó- és nyomóággal állnak összekötetésben. A ferdetárcsa (3) mozgását rendszerint külön automatika vezérli.

## Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

### Szivattyúk 5.



$$\sigma = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{köz}}} 100\% = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{\frac{Q_{\max} + Q_{\min}}{2}} 100\%$$

összefüggéssel számítható.

Gyakorlati számítások és mérések alapján, az egyenetlenségi fok ( $\sigma$ ) páratlan dugattyúelem alkalmazása esetén lényegesen alacsonyabb, mint párosnál (ld. táblázat).

z	5	6	7	8	9	10	11	12
$\sigma$ [%]	5	13,9	2,6	7,8	1,5	5	1,0	3,5

A számítás az un. Acserkan-féle közelítő formulákkal végezhető, amely szerint:

$$\sigma = \frac{125}{z^2} \langle \% \rangle \text{ páratlan dugattyú és } \sigma = \frac{500}{z^2} \langle \% \rangle \text{ páros dugattyú esetén.}$$

**A dugattyús szivattyúkba ezért rendszerint 5, 7, 9 dugattyúelemet építenek be.**

## Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

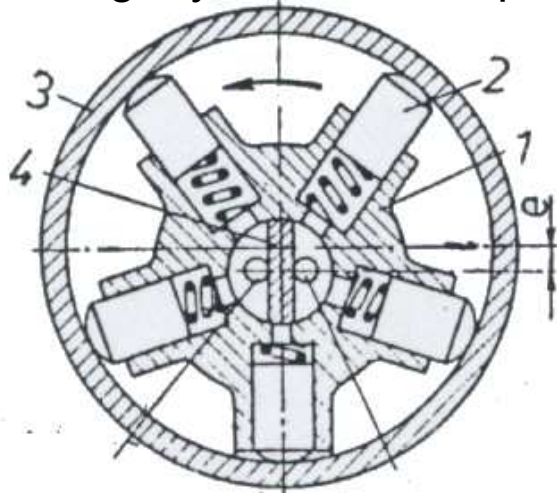
### Szivattyúk 7.

A **radiális dugattyúval** felszerelt szivattyúk működési elve megegyezik az axiáldugattyúséval. A ház (3) belsejében válaszfalal (4) kettéosztott excentrikus helyzetű tengely körül forog a szivattyú forgórésze (1) benne a dugattyúkkal (2).

A dugattyúk alatti tér periodikusan a szívó- és nyomóággal kapcsolódik össze. A lökethossz és ezen keresztül a szállítóképesség az excentritás ( $e$ ) mértékétől függ. Az elméleti szállítóképesség a

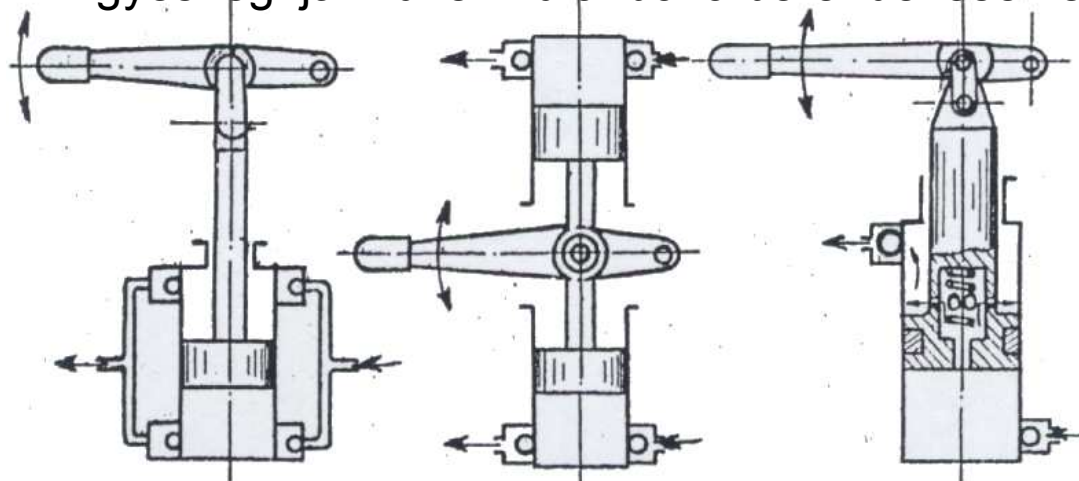
$$Q_{\text{elm}} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot e \cdot z \cdot n}{120}$$

tapasztalati összefüggéssel számolható. Az excentritás ( $e$ ) lehet szabályozható és állandó. Az ilyen szivattyúkat repülőgépeken  $p = 200 - 300$  bar-os nyomás előállítására használhatják.



### Axiális dugattyúval felszerelt, kézi működtetésű vésszivattyú

Egyes légi járművek különböző berendezéseinek, (főként vész-)működtetése történhet

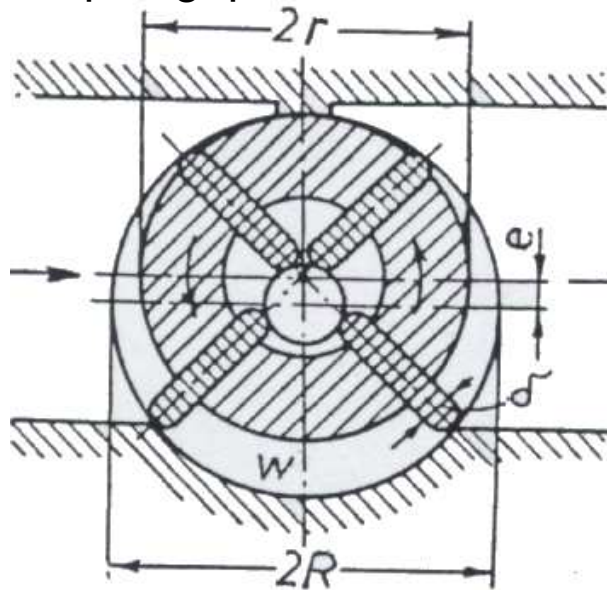


kéziszivattyúkkal. Néhány ilyen dugattyús kialakítású szerkezeti vázlata látható az ábrákon. Osztályozásuk rendszerint aszerint történik, hogy minden ütem, vagy minden második ütem végez-e hasznos munkát. Az előbbit **kettős működésűnek**, az utóbbit **egyes működésűnek** nevezik.

## Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

### Szivattyúk 8.

Repülőgépek hidraulika-rendszerében **forgólapátos szivattyúkat** is alkalmaznak. A



szivattyúházban excentrikusan elhelyezett forgórész a lapátok mozgatását végzi, melynek félfordulata alatt a két lapát közötti tér töltődik, majd újabb félfordulat során – térfogatcsökkenése következtében – kiürül. Az ábrán éppen a leírt folyamat köztes állapot látható, a feltöltődött tér ( $w$ ) átszállítása a „szívó” oldalról a „nyomó” oldalra.

A hasznos munkavégzés szempontjából fontos munkatér fogat ( $w$ ) az alábbi közelítő összefüggéssel számítható:

$$w = \left[ \frac{2 \cdot \pi \cdot (R - e)}{z} - \delta \cdot e \cdot b \right]$$

$R$  – a szivattyúház sugara;  $e$  – excentritás;  $z$  – a lapátok száma;  $b$  – a szivattyúlapát szélesség;  $\delta$  – a lapát vastagsága.

A szivattyú másodpercenkénti elméleti folyadékszallító képessége:

$$Q_{\text{elm}} = \frac{w \cdot z \cdot n}{60} = \left[ 2 \cdot \pi \cdot (R - e) - z \cdot \delta \right] \cdot 2 \cdot e \cdot b \cdot \frac{n}{60} \left( \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$$

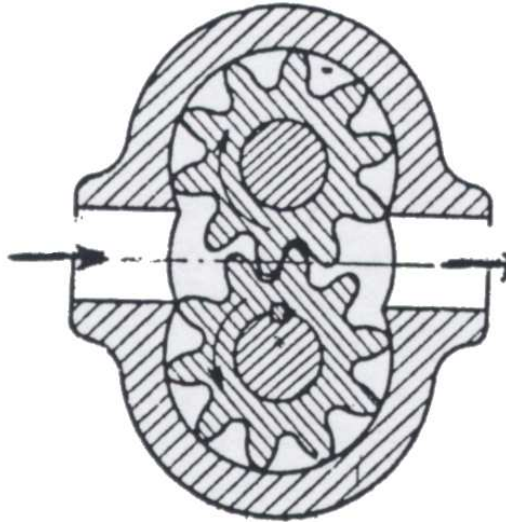
Az összefüggésből (is) láthatóan a szállítóképesség vezérlése az excentritás ( $e$ ) változtatásával lehetséges.

Az ilyen szivattyúnál a lapátok tömítetlensége következtében a ház falánál nagy a veszteség, az alacsony lapátszám ( $z=4$ ) miatt a nyomáslüktetés is jelentős. E hiányosság csökkenthető a lapátszám növelésével. A szivattyú belső tömítettségét is javítja, ha a folyadék be- és elvezetését a ház homloklapján történik és a lapátok alatt is csatornát ( $c$ ) képeznek ki amibe a nyomóágból munkafolyadékot vezetnek vissza.

## Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

### Szivattyúk 10.

Az **állandó szállítóképességű szivattyúk** közül leggyakrabban **fogaskerekeset** alkalmaznak. A házban szívó- és nyomó csőcsonk található. Az acélból készült finom megmunkálású fogaskerekek sikló- vagy görgőcsapágyon forognak ellentétes irányban. A folyadékot a fogaskerék fogai között szállítják, visszaáramlás a pontos fogkapcsolódás miatt nem lehetséges. A másodpercenkénti, elméleti szállítóképesség:

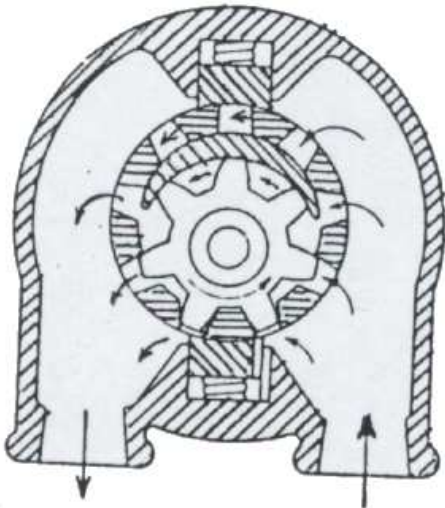


$$Q_{\text{elm}} = \frac{2 \cdot z \cdot w_{\text{fog}} \cdot n}{60}$$

$w_{\text{fog}}$  – egyetlen fogárok térfogata;  
 $z$  – egy fogaskerék fogszáma;  
 $n$  – a szivattyú fordulatszáma.

A fogaskerekes szivattyúkkal 200 bar-os üzemi nyomás is előállítható, de 100 bar nyomás felett különlegesen precíz megmunkálást és önműködő résszabályozást igényelnek. A fogprofilok evolvens, hipociklois, logaritmikus, spirális körívek és más görbék is lehetnek.

**Belső fogazatú szivattyúkat** használnak olyan helyeken, ahol csak kis zaj engedhető meg és különösen kompakt szerelés szükséges.

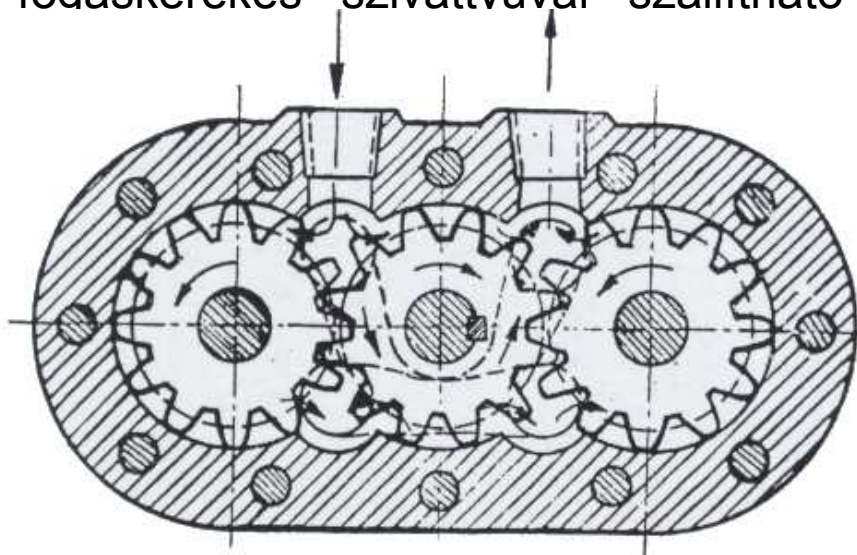


A nyomó- és szívóüreg elválasztására sarló alakú elemeket alkalmaznak. A fogaskerék és a ház közötti tömítés javítására a fogkoszorúhoz rugók által terhelt tömítő-lapokat alkalmaznak. A bemutatott szerkezetű szivattyúval  $p_{\text{max}} \approx 160$  bar-os csúcsnyomás és 1400÷1500 liter/perc mennyiségű folyadékszállítás biztosítható.

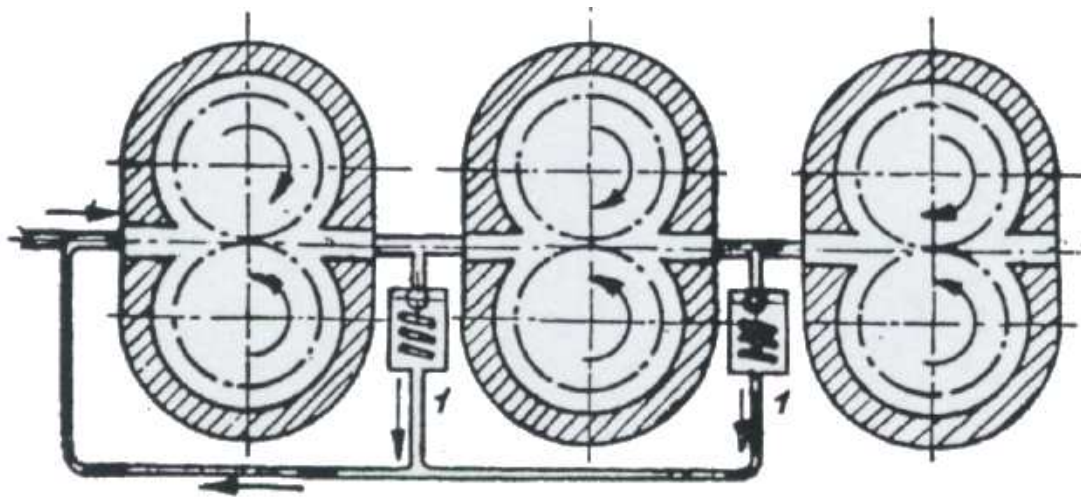
## Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

### Szivattyúk 11.

A fogaskerekes szivattvúval szállítható folyadék mennyisége növelhető **három fogaskerék beépítésével**, miközben a berendezés tömege csak kevéssé nő. Az így kialakított berendezés két szivattyút pótol, mivel a középső fogaskerék a két szélsővel egy-egy szivattyút alkot. A házon két szívó és két nyomócső csatlakozót alakítottak ki.



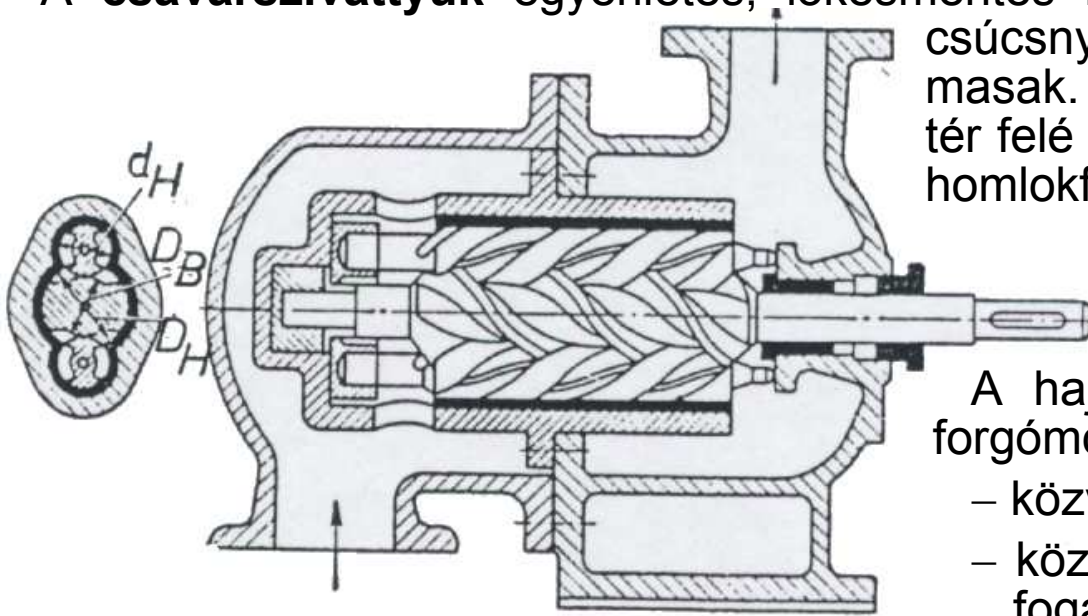
Az üzemi nyomás növelésére esetenként **háromfokozatú szivattyúegységet** alkalmaznak. Ennek a megoldásnál növekvő nyomás esetén, a rendszerbiztosítás csak a 3. szivattyú utáni ágból történik (védelem), ezért minden fokozat után egy biztosítószelepet (1) építettek be, ami alkalmas a nyomó- és visszavezetőág összekapcsolására.



## Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

### Szivattyúk 12.

A csavarszivattyúk egyenletes, lökésmentes folyadékszállításra, akár 350 bar-os csúcsnyomás létrehozására egyaránt alkalmasak. A menetes orsók axiális erői a szívótér felé hidraulikusan kiegyenlíthetők az orsó homloklapjának megfelelő méretezésével.



A hajtott orsó (az ábrán a középső!) a forgómozgást a többi orsóra átviszi:

- közvetlenül az orsómeneteken keresztül;
- közvetve az orsótengeleken elhelyezett fogaskerekekkel.

A másodpercenként elméletileg szállítható folyadékmennyiség:

$$Q_{\text{elm}} = \frac{A \cdot t \cdot n}{60}$$

ahol (az ábra jelölésének megfelelően):

$A = 2,4 D_B$  – munkatér meghajtótengelyre merőleges keresztmetszete;

$D_B$  – a meghajtó-tengely belső átmérője;

$t = 10D_B/3$  – a csavarorsó menetemelkedése.

# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Hidraulika akkumulátorok 1.

A hidraulika akkumulátorok alapvető feladata az energiatárolás, ezáltal alkalmassá válik a következő részfunkciók ellátására:

- csúcsfogyasztáskor kiegészítő energiaforrás (ezáltal kisebb szállítóképességű szivattyú alkalmazható a rendszerben);
- állandó szállítóképességű szivattyúval felszerelt rendszerben növeli a tehermentesítő szelep átkapcsolása közti időt az elszivárgó folyadék pótlásával;
- csökkenti a szivattyú, okozta nyomáslüktetést és a fogyasztók be- és kikapcsolásakor fellépő ugrásszerű nyomásváltozást;
- a szivattyú meghibásodása esetén tartalék energiaforrás, melynek segítségével a legfontosabb – a rendszertől visszacsapó-szeleppel leválasztott – berendezések még korlátozott ideig működtethetők.

A hidraulika akkumulátorokat vagy közvetlenül a szivattyú után kapcsolják a nyomó-



vezetékbe, vagy a leválasztott (esetleg a nyomás-ingadozásra érzékeny berendezés közelébe építik be. Egy rendszeren belül – a feladatoktól és energiaszükséglettől függően – több akkumulátort is elhelyezhetnek.

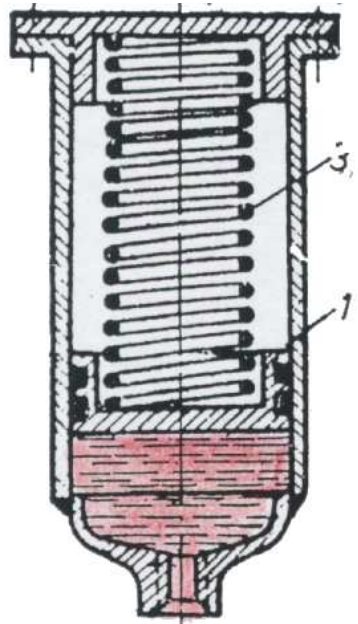
Szerkezeti kialakításuk és működésük attól függ, hogy mi biztosítja az energia tárolását, milyen az akkumulátor alakja és hogyan biztosítható a belső terek hermetizálása.



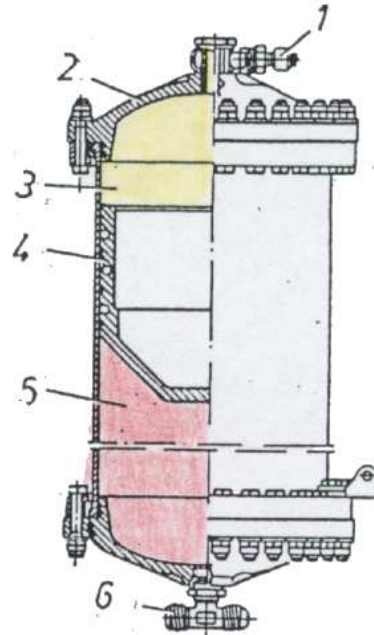
# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Hidraulika akkumulátorok 2.

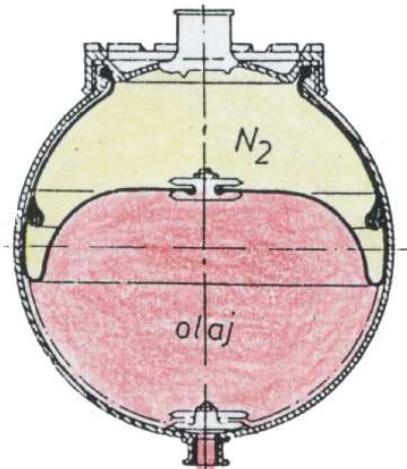
Az **energiatároló elem alapján** a hidraulika akkumulátorok lehetnek:



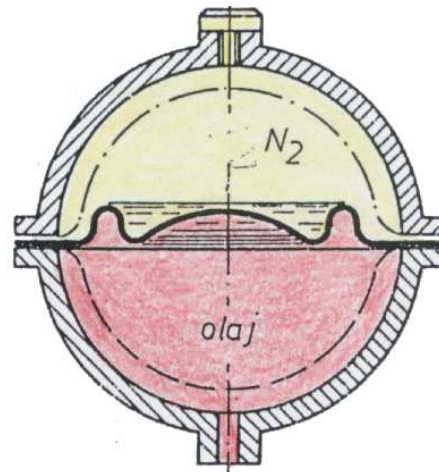
a.)



b.)



c.)



d.)

- **súlyterhelésűek** (a súly potenciális energiáját használja fel, repülőgépen nem alkalmazzák);
- **rugósak** (a rugó deformációs munkáját használja, korszerű repülőgépen nem alkalmazzák) (a. ábra);
- **semleges gáz töltésűek** (az összenyomott gáz potenciális energiáját hasznosítja, repülőeszközökön ilyen alkalmaznak) (b; c. és d. ábrák).

Az **elválasztó elem kialakításától** függően lehetnek:

- **dugattyúsak** (a. és b. ábra);
- **tömlősek** (c. ábra);
- **membránosak** (d. ábra)

**Alakjuk szerint:**

- **hengeres** (a. és b. ábrák);
- **gömb** (c. és d. ábrák)

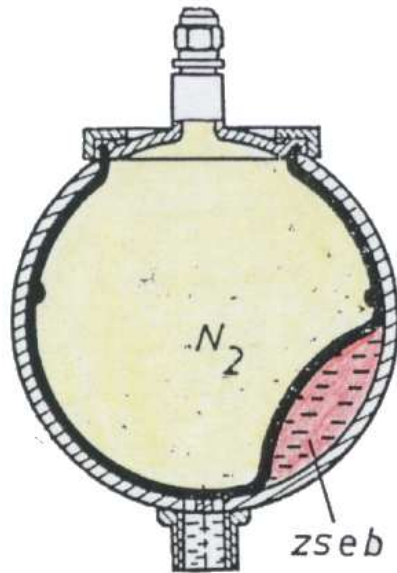
akkumulátorokat különböztetnek meg.

A semleges gáztöltésű akkumulátorok (b; c; d. ábrák) külső fala nagyszilárdságú acélból készül, többnyire gömb alakban, mert így azonos belső nyomás esetén a falában lényegesen kisebb húzófeszültség ébred, mint a hengerében, ezáltal szerkezeti tömege is alacsonyabb.

## Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

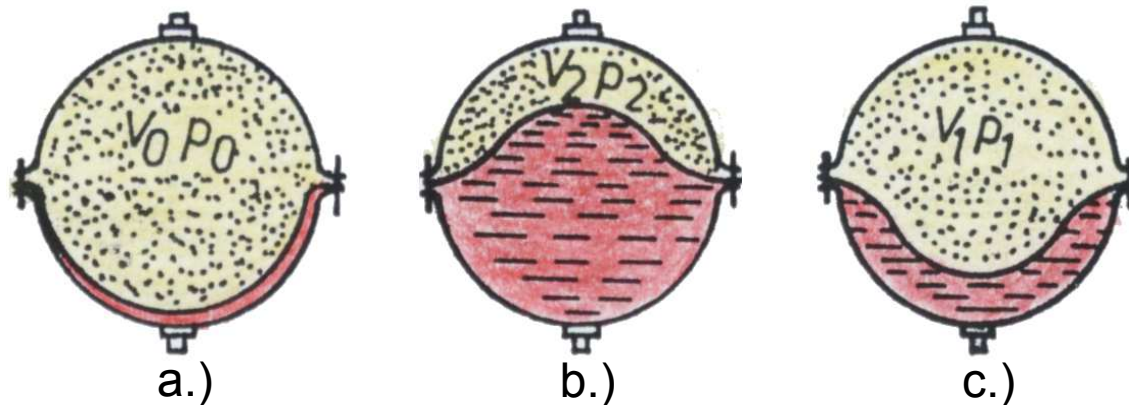
### Hidraulika akkumulátorok 3.

A membránt és a tömlőt néhány milliméter vastag, olajálló gumiból készítik. Az utóbbi előregedése esetén, üzemen kívül úgy deformálódhat, hogy az akkumulátor belsejében „zseb” képződik, folyadék marad a tömlő és a fal között, ezáltal lecsökken a gáztér és megnő a gáznyomás. Ennek következményeként ellenőrzéskor a gáznyomás indokolatlan csökkenése következhet be. Az akkumulátorok gázterét a műszaki leírásokban megadott minőségű és nyomású semleges gázzal (rendszerint  $N_2$ -vel) töltik fel, ezt követően lezárják.



Amikor a rendszerben nincs nyomás (a szivattyúk nem üzemelnek), a gáz kitölti a teljes rendelkezésre álló teret, azaz nyomása azonos a feltöltési nyomással  $p_0$ , a térfoga  $V_0$  - a falvastagság elhanyagolásával - az akkumulátor össztérfogatával (a. ábra).

A szivattyút beindítva, a rendszer nyomása szinte azonnal eléri a  $p_2$  értéket, mert a

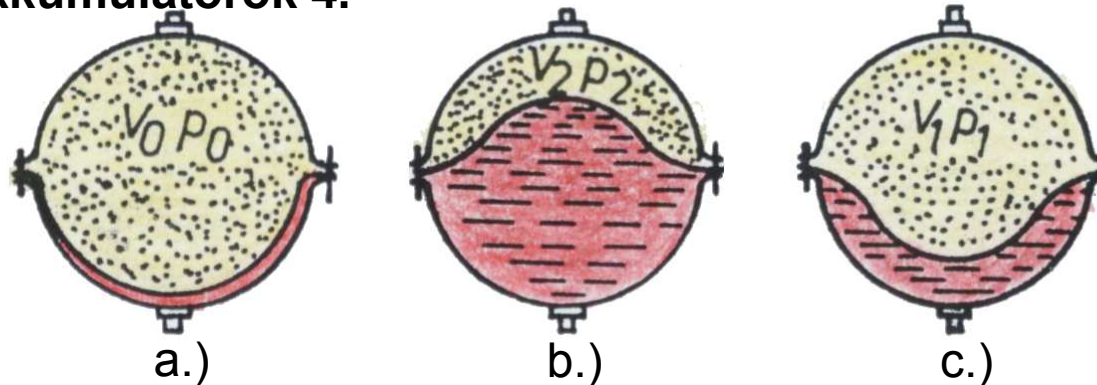


folyadék gyakorlatilag összenyomhatatlan (b. ábra). Ilyenkor a nyomás hatására a membrán (tömlő) deformálódik, vagy a dugattyú elmozdul, komprimálva a gázt mindaddig, míg nyomása azonos nem lesz a munka folyadékéval ( $p_2$ ;  $V_2$ ).

A feltöltés során az összenyomódott gázban energia akkumulálódik, mely a rendszerben bekövetkező nyomáseséskor visszakerül a hálózatba, eközben gáztere a  $p_1$ ;  $V_1$  értékkel jellemezhető állapotba kerül (c. ábra).

## Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

### Hidraulika akkumulátorok 4.



A gáz állapotváltási folyamatát jellemző értékek ( $p$ ,  $V$ ) a felhalmozódott és visszatermelt energia a feltöltés és kifogyasztás sebességétől függ, azaz

- $t = (1 \div 3)s$  – adiabatikus állapotváltozás,  $\rightarrow n = 1,41$ ;
- $t = (5 \div 15)s$  – politropikus állapotváltozás,  $\rightarrow n = 1,2$ ;
- $t > 3$  perc – izotermikus állapotváltozás,  $\rightarrow n = 1,0$ .

Az akkumulátor belső terében bekövetkező állapotváltozás a következőképpen számítható:

$$\frac{V_1}{V_0} = \left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} \quad \text{és} \quad \frac{V_2}{V_0} = \left(\frac{p_0}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}}$$

ahonnan

$$\frac{\Delta V}{V_0} = \frac{V_1 - V_2}{V_0} = \left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_0}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}}$$

vagy

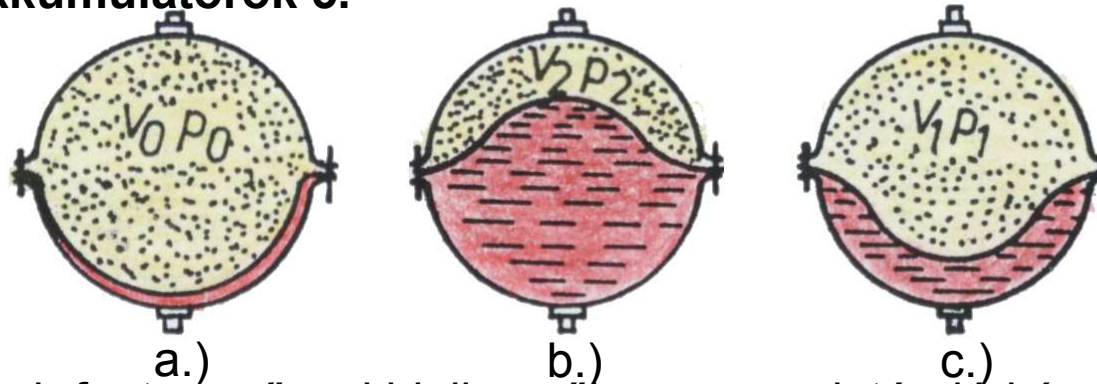
$$\frac{\Delta V}{V_0} = \left(\frac{p_0}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} \left[ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]$$

Gyakorlatban

$p_2 = (1,25 \div 1,65) p_1$  és  $p_0 = (0,9 \div 1,0) p_1$   
értékűnek tekinthető.

## Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

### Hidraulika akkumulátorok 5.



Az akkumulátorok fontos műszaki jellemzője az energiatároló képességük. A maximális energia, a gáz  $p_2 V_2$  állapotból  $p_0 V_0$  állapotba kerülésekor nyerhető ki, izotermikus expanzió során. Ekkor az elemi energia (munka):

$$dE = p dV = V_0 \cdot p_0 \cdot dV/V$$

A  $V = V_2$  és  $V = V_1$  határok közötti integrálást elvégezve:

$$E = V_0 \cdot p_0 \cdot \ln V_1/V_2 = V_0 \cdot p_0 \cdot \ln p_2/p_1$$

$E = V_0 \cdot p_0$ . Az egyszerűbb vizsgálat érdekében feltételezve,  $p_0 = p_1$ , ekkor

$$E = V_0 \cdot p_1 \cdot \ln p_2/p_1$$

Figyelembe véve, hogy a gáztér maximális nyomása ( $p_2$ ) és az akkumulátor térfogata ( $V_0$ ) adott, az előző összefüggésből megkapható az a  $p_1$  érték (vagy  $p_2/p_1$  viszony), amelynél legnagyobb a gáz munkavégző képessége. Mivel  $W_0$  és  $p_2$  adott, ez a  $dE/dp_1$  derivált zérus értékénél lesz:

$$\frac{dE}{dp_1} = V_0 (\ln p_2 - \ln p_1 - 1) = 0 \quad \text{vagy} \quad \ln \frac{p_2}{p_1} = 1$$

Innen az optimális nyomásviszony értéke  $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{\text{opt}} = e = 2,72$

Gyakorlatban a  $p_2/p_1$  nyomásviszony ennél alacsonyabb, mivel üzemeltetési szempontból nem célszerű a túl nagymérvű expanzió.

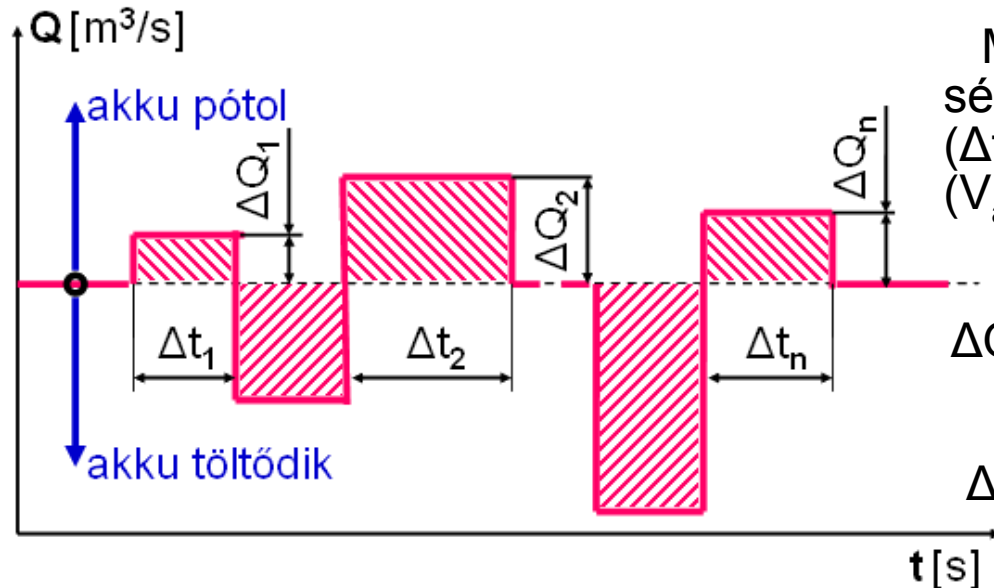
# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Hidraulika akkumulátorok 6.

A hidraulika rendszerbe beépített **akkumulátorok szükséges térfogata** annak ismeretében határozható meg, hogy:

- csúcsfogyasztáskor, vagy a
- tehermentesítő szelep átkapcsolásakor üzemel.

**Csúcsfogyasztáskor** a rendszer folyadék szükséglete időlegesen ( $\Delta t$ ) meghaladhatja ( $\Delta Q$ ) a szivattyú által szállított mennyiséget ( $Q_{sz}$ ), amit az akkumulátornak kell pótolnia.



Minél nagyobb a fogyasztás egyenetlensége ( $\Delta Q$ ) és minél hosszabb ideig tart az ( $\Delta t$ ), annál nagyobb akkumulátor-térfogat ( $V_{akku}$ ) szükséges a folyadékpótlásra.

$$V_{akku} = \sum \Delta Q_i \cdot \Delta t_i$$

$\Delta Q_i$  – az egyes hidraulika fogyasztók időegységre vonatkoztatott folyadékigénye;

$\Delta t_i$  – az egyes fogyasztók egyszeri működésének ideje.

**Tehermentesítő szelep átkapcsolása** közti időben is az akkumulátor pótolja a rendszerből elszivárgó ( $Q_{i,rés}$ ), vagy a nyomáseséskor, a visszavezetőágon a tartályba  $\Delta t$  idő alatt jutó folyadékot. Ilyenkor a szükséges akkumulátor térfogat:

$$V_{akku} = \sum \Delta Q_{i,rés} \cdot \Delta t_a$$

$Q_{i,rés}$  – a résen elszivárgó folyadékmennyiség;

$\Delta t_a$  – a szelep átkapcsolási ideje.

# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Nyomásirányító elemek 1.

**Feladatuk:** a rendszer egy adott helyén az előírt nyomás biztosítása, vagy a nyomásból származó munkavégző-képességgel más funkció ellátása (pl. átkapcsolás).

### Túlfolyószelep

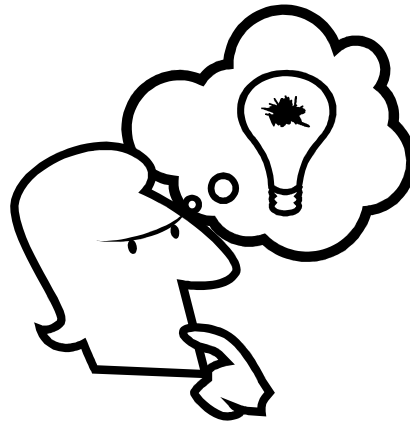
**Feladata:** az állandó szállítóképességű szivattyúval felszerelt rendszerben a pillanatnyilag feleslegessé vált folyadékot visszavezetése a tartályba úgy, hogy közben a nyomás egy előírt maximális értéket ne haladjon meg.

**Működés sajátossága:** a szivattyú működésbe lépése után szinte állandóan működnek, mivel ez határozza meg a rendszer üzemi nyomását.

**Beépítése:** rendszerint a szivattyú után úgy, hogy kivezető ága a hidraulika tartályba csatlakozzon vissza.

**Fajtái** (szerkezetileg és működés szempontjából):

- közvetlen (direkt) vezérlésű túlfolyószelep;
- elővezérelt túlfolyószelep.



## Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

### Nyomásirányító elemek 2.

A **közvetlen (direkt) vezérlésű túlfolyószelep** szeleptestére egyik oldalról a szivattyú utáni nyomás ( $p_1$ ), másik oldalról az előfeszített rugó ereje hat. Ennek megfelelően a szeleptest pillanatnyi egyensúlya

$$F_{o,rug} + C x = (p_1 - p_2)$$

$F_{o,rug}$  - a rugóerő zárt szelepnél;  
 $C$  - rugómerevség;  
 $x$  - a szeleptest elmozdulása.

Ha egyik hidraulikus fogyasztó sincs bekapcsolva a szelepen átáramló folyadékmennyiség  $Q_{tsz}$  egyenlő a szivattyú szállítóképességével ( $Q_{sz}$ ).

$$Q_{sz} = Q_{tsz} = \mu \pi d x \sqrt{2g \frac{p_1 - p_2}{\gamma}}$$

$\mu$  - kifolyási tényező.

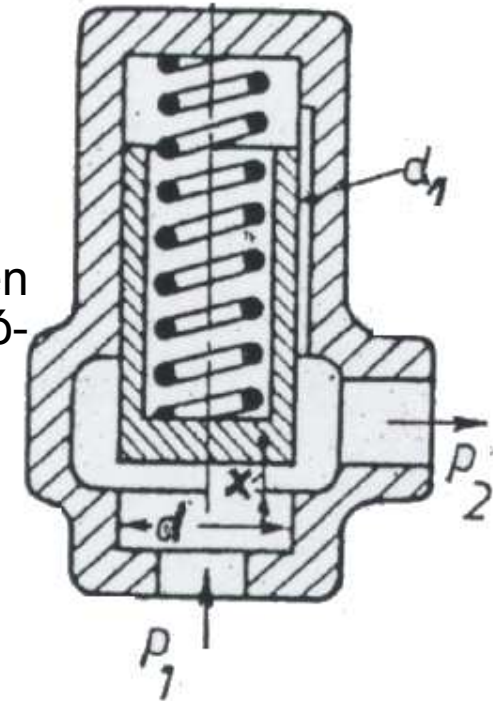
Felhasználva a szeleptest egyensúlyára felírtakat:

$$Q_{t,sz} = \mu \pi d \left[ \frac{\pi d^2}{4C} (p_1 - p_2) - \frac{F_{o,rug}}{C} \right] \sqrt{2g \frac{p_1 - p_2}{\gamma}}$$

A rendszerben akkor lesz a legnagyobb a nyomás ( $p_{max}$ ), ha egyetlen hidraulikus fogyasztó sem üzemel. Az ábrán látható szerkezetnél ilyenkor a szeleptest megemelkedése következtében megnő az átbocsátó keresztmetszet is, a folyadék a tartályba áramlik.

A szelep nyitásakor a szeleptest lengésbe jöhet, ami nyomásingadozáshoz vezet. Ez a nem kívánatos jelenség megelőzhető, ha vékony,  $d_1$  átmérőjű csatornán a szeleptest mögé is folyadékot vezetünk lengéscsillapítóul.

A csapok utáni rendszer fogyasztása általában nem lehet nagyobb, mint a szivattyú szállítása, mert ekkor a csapok előtti rendszerben is leesik a nyomás.

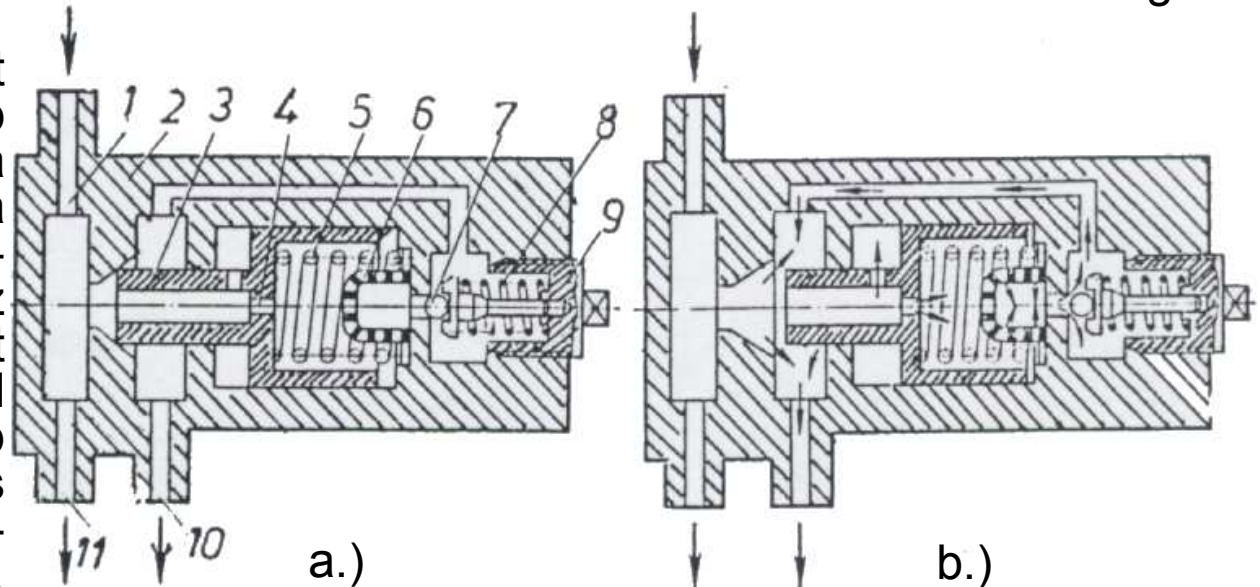


## Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

### Nyomásirányító elemek 3.

Az **elővezérelt szelepet** lehet *túlfolyó* és *biztosító szelepként* is alkalmazni. Szerkezetileg abban különbözik a direkt működésűtől, hogy van egy igen érzékeny elővezérlő szelep (7) és egy nagy áteresztő-képességű érzéketlen (nagy tehetetlenségű) szelep (3) benne (ld. ábra). Elterjedtebb alkalmazása a hidraulika rendszer védelmét szolgáló rendszerbiztosító szelep.

Az a. ábra azt a helyzetet mutatja be, amikor a szelep árt helyzetben van. Ilyenkor a szivattyútól érkező folyadék a rendszer felé áramlik, miközben a szelep belsejében az áteresztő szelep (3) kalibrált furata (4) alatt és fölött, ezzel az érzékeny elővezérlő szelep (7) fölött is egyenlő nyomás uralkodik. Normál körülmények között kisebb a nyomás,



mint amire a szabályozó rugó (8) be van állítva. Ha a rendszerben valamilyen ok miatt a nyomás nagyobb lesz, mint amire az elővezérelt szelepet (7) beállították, a szelep kinyílik és a visszavezető csatornán (10) folyadékot enged a tartály felé. Mivel a kalibrált furaton (4) nem tud elegendő folyadék utántöltődni, az áteresztő-szelep alatti térben leesik a nyomás, így a rugó (5) ellenében az áteresztő szelep kinyílik (b. ábra) és a szivattyútól (1) érkező folyadék a tartály felé (10) áramolhat.

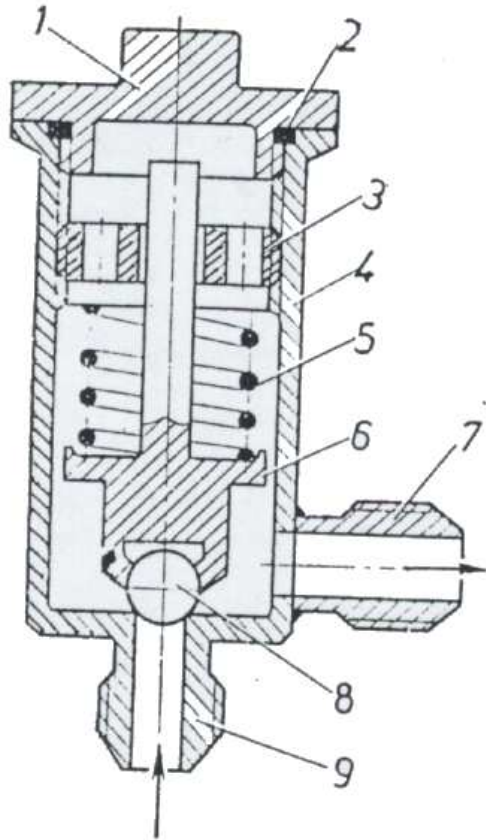
Mivel a szelep (7) fölötti nyomás lecsökkent, az lezár. Az áteresztő szelep felső és alsó része között a nyomáskülönbség a kalibrált furaton (4) kiegyenlítődik és a rugó (5) zárja az áteresztő szelepet. Ezalatt biztosítja, hogy a rendszerben kb. 10 százalékkal csökkenjen a nyomás, majd ha az újra nő, az előbb leírt folyamat ismétlődik. Így a rendszerben kis frekvenciás lengés keletkezik, de védetté válik a veszélyes túlnyomás ellen.



## Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

### Nyomásirányító elemek 4.

Az elővezérelt szelep működésénél leírtakból is látszik, hogy a rendszerbiztosító szelepek szerkezeti felépítése azonos a túlfolyó szelepekével, csak rugójuk úgy kalibrálják, hogy a rendszer maximális üzemi nyomását (rendszerint 20 %-kal) meghaladó értéknél nyissanak, megelőzve ezzel a csővezetékek, tömítések esetleges roncsolódását.



Ebből következően a rendszerbiztosító szelep – a túlfolyóval ellentétben – normál üzem esetén zárva van. Kialakítását tekintve:

- direktvezérlésűt;
- elővezéreltet alkalmaznak.

Az előbbi megoldás rendszerint a golyósszelepes formában valósítják meg (ld. ábra).

Áteresztőképességét mindig nagyobbra tervezik a szivattyú szállítóképességénél.

# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

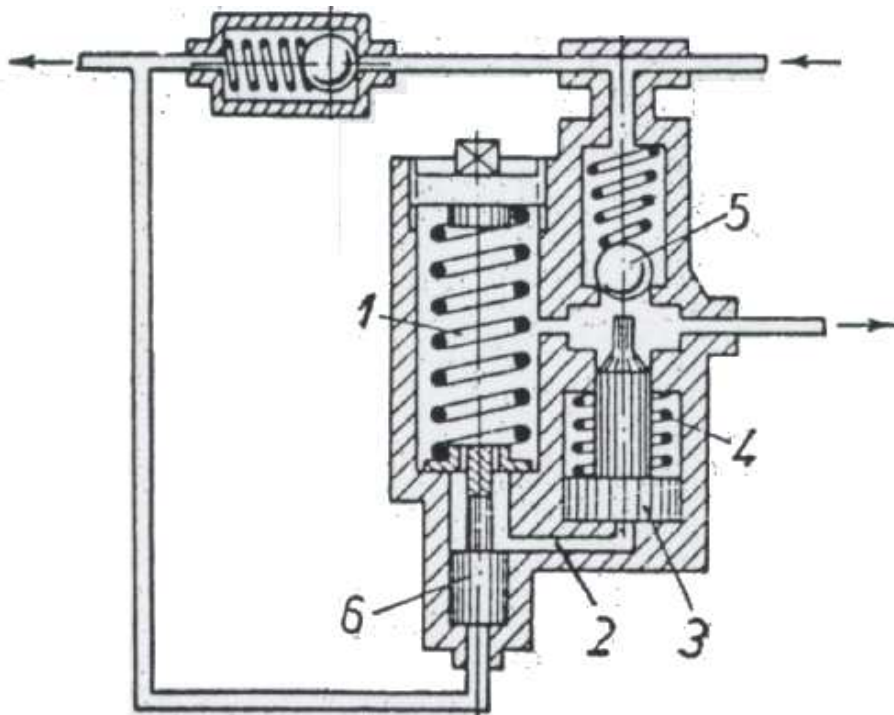
## Nyomásirányító elemek 5.

### Tehementesít ő szelep 1.

**Feladata:** állandó szállítóképességű szivattyúval felszerelt rendszerben biztosítani:

- a nyomás előírt  $p_{üz,min}$  és  $p_{üz,max}$  közötti értékét;
- a fogyasztás szüneteiben a szivattyú nyomócsövét kis hidraulikai ellenálláson keresztül összekötni a tartállyal, megakadályozva ezzel annak gyors elhasználódását;
- csökkenti a hajtáshoz szükséges teljesítmény felvételt.

**Beépítése:** hasonló a rendszerbiztosító szelepéhez, de a nyomáscsökkenés megakadályozására egy visszacsapó szeleppel kötik sorba úgy, hogy a rövidrezáró szelepe a visszacsapó szelepet megelőzi, a nyomásérzékelője pedig a visszacsapó szelepet követi (ld. ábra).



# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Nyomásirányító elemek 6.

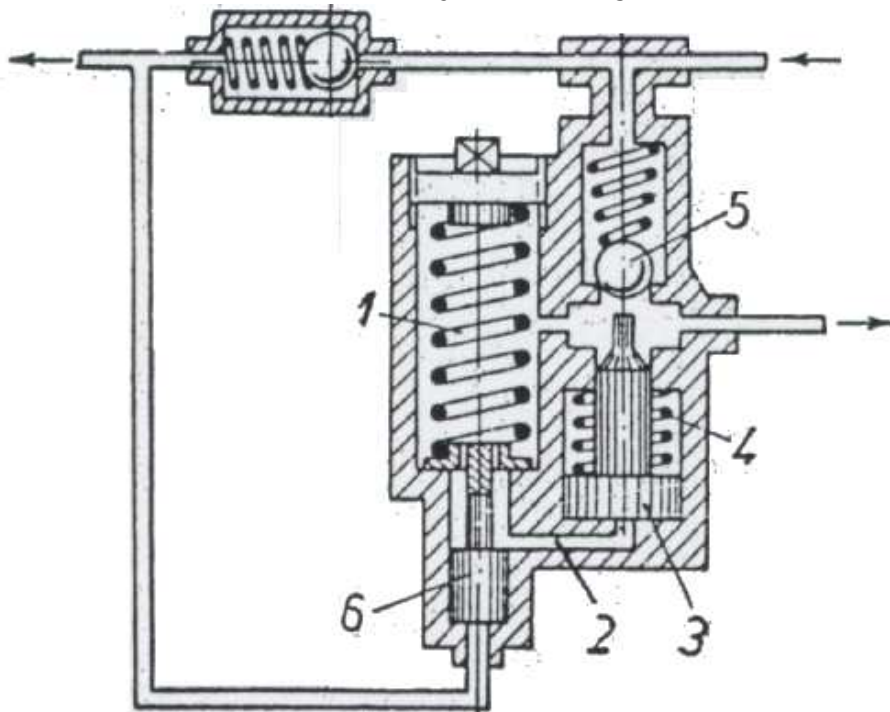
### Tehermentesít ő szelep 2.

**Működése:** a szelep akkor tehermentesíti a - rendszerint kényszermeghajtása miatt folyamatosan működő - szivattyút, amikor nincs fogyasztás, úgy, hogy az minimális ellenállás ellenében dolgozzon. A tehermentesítő szelepes rendszerek sajátossága, hogy bennük a nyomás nem állandó, hanem az elszivárgó folyadékennyiség és a hidraulikus akkumulátor hasznos térfogatának függvényében periodikusan változik fogyasztás nélkül is  $p_{üz,min}$  és  $p_{üz,max}$  között.

Amikor a rendszer nyomása eléri az üzem értéke alsó határát ( $p_{üz,min}$ ), a dugattyú (6) elindul fölfelé a rugó (1) ellenébe. Az üzemi nyomás felső értékénél ( $p_{üz,max}$ ) alsó élével szabaddá teszi a folyadék útját (2) a tolórúd dugattyúja (3) alá, ez elmozdul a rugó (4)

ellenében és kinyitja a rövidre záró szelepet (5).

A szivattyútól jövő folyadék a tartály felé vezetődik, miközben az egyirányú szelep (7) lezár. Amikor a rendszer nyomása csökken (belső tömítetlenség vagy munkavégzés) a rugó (1) ereje nyomja a dugattyút (6) lefelé elzárva a folyadék útját a dugattyú (3) alatti térből a csatornán (2) keresztül a rugó (1) házba, illetve ezen keresztül a tartályba. A rugó (4) ereje visszatolja a tolórudat, lezár a szelep (5) és újra töltődik a rendszer



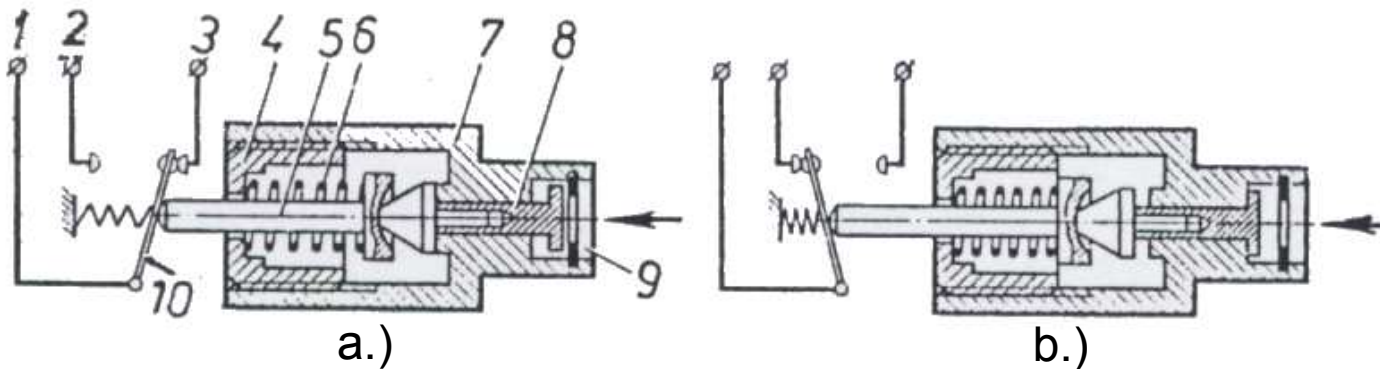
# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Nyomásirányító elemek 7.

### Nyomáskapcsolók (nyomás relék)

A nyomáskapcsolók a folyadék nyomásából származó munkavégző képességet elektromos, vagy hidraulikus áramkör zárására, illetőleg nyitására hasznosítják.

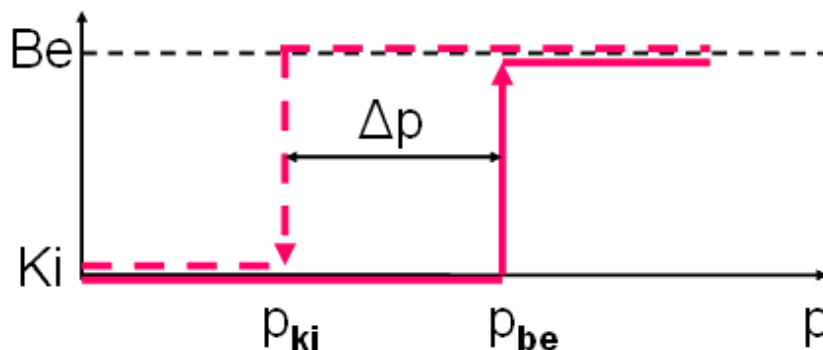
A nyomáskapcsolóba a folyadék rendszerint fojtáson (9) keresztül lép be és hat az



előfeszített rugóval (6) terhelt dugattyúra (8) (a. ábra). A fojtás biztosítja, hogy nyomáslengés esetén se következzen be a relé gyors egymás utáni átkapcsolása.

A mozgó dugattyú (8) és rugó a kapcsolót (10) a megfelelő érintkezőhöz (2; 3) csatolja (b. ábra).

Mint az a. és b. ábrán látható, az érintkezők (2; 3) viszonylag távol vannak egymástól, ami a  $p_{be}$  és  $p_{ki}$  értékek számottevő elkülönülését eredményezi. A mikrokapcsoló útkülönbségét a kapcsoló látenciájának nevezik, ami  $\Delta p = p_{be} - p_{ki}$  nyomáskülönbségben realizálódnak.



A nyomáskapcsoló a hidraulika rendszeren belül felhasználható:

- sorrendvezérlésre (pl. hidraulika vészszivattyú üzembe helyezés);
- rendszervédelemre (pl. tehermentesítő szelep nyomáskapcsolója);
- jelzőlámpák működtetése.

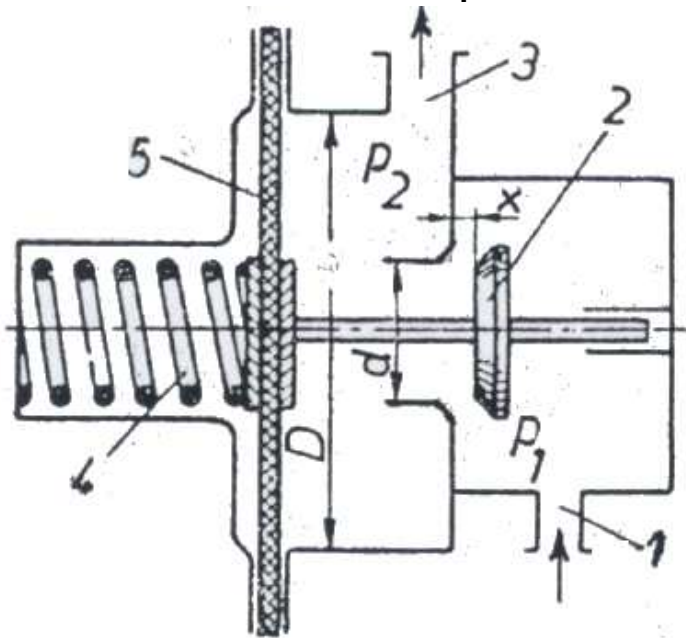
# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Nyomásirányító elemek 8.

### Nyomáscsökkentők (reduktorok)

**Feladata:** egyes hidraulikus berendezések működtetéséhez, az üzemi nyomásnál alacsonyabb nyomás előállítása.

A nagynyomású ( $p_1$ ) folyadék a csatornán (1) keresztül jut a változtatható fojtáshoz (2), amelynek résén áthaladva nyomása  $p_2$ -re csökken és a felső csatornán (3) távozik a nyomáscsökkentőből. A redukció mértéke a szelephézag ( $x$ ) nagyságától függ. A szelep egyensúlyát egyrészt a rugó (4) ereje, másrészt a csökkentett nyomás ( $p_2$ ) membránra (5) ható és a nagy nyomás ( $p_1$ ) szeleptest (2) jobb oldalára ható ereje határozza meg:



$$F_{o,rug} - Cx - \frac{\pi d^2}{4} (p_1 - p_2) - \frac{\pi D^2}{4} p_2 = 0$$

Itt

$F_{o,rug}$  - a rugóerő zárt szelep ( $x=0$ ) mellett;

$x$  - a szeleptest elmozdulása (hengeres test esetén);

$D, d$  - a membrán és szelepülék átmérője;

$C$  - rugómerevség.

# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Mennyiségirányító elemek 1.

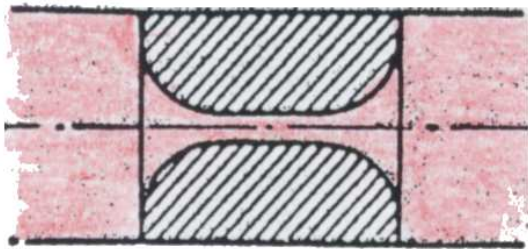
**Feladata:** a hidraulika rendszer egyes berendezésein időegység alatt átáramló folyadékmennyiség szabályozása. Ennek megfelelően főként ott alkalmazzák, ahol mozgató sebességet, vagy mozgások összehangolását (szinkronizálását) kell biztosítani.

### Fajtái:

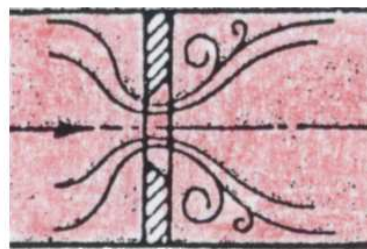
- állandó és szabályozható fojtások;
- mennyiség- vagy sebesség állandósítók;
- szinkronszelepek;
- tolattyúk.

### Fojtások 1.

A legegyszerűbb mennyiségirányító elemeket, helyi hidraulikus ellenállásként hosszú, kis keresztmetszetű rés (a. ábra), vagy éles furat (b. ábra) formájában alakítják ki. A csőszűkület előtti és utáni csőszakasz átmérője a fojtáshoz képest folyamatosan, de ugrásszerűen is változhat. A fojtáson időegység alatt átáramló folyadék mennyisége:



a.)



b.)

$$Q = \mu A \sqrt{\frac{2g(p_1 - p_2)}{\gamma}} = \mu A \sqrt{\frac{2g\Delta p}{\gamma}}$$

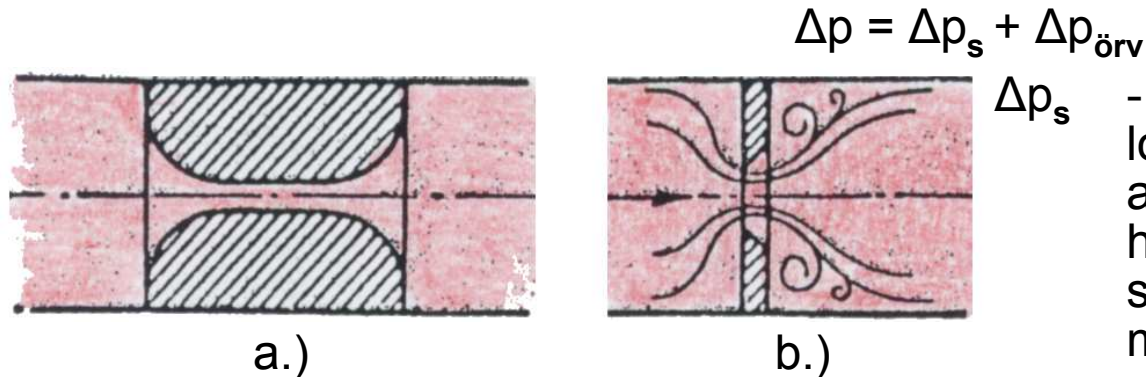
A – a fojtás keresztmetszete;

# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Mennyiségirányító elemek 2.

### Fojtások 2.

A fojtáson létrejövő veszteségeknek ( $\Delta p$ ) lamináris áramlás esetén két összetevője van:



$\Delta p_s$  - a folyadék viszkozitásából, sűrűségéből származó veszteség, amely arányos a sebesség első hatványával, de függ a hőmérsékletétől is. (Hosszú réseknel ez a meghatározó!)

$\Delta p_{\text{örv}}$  - a fojtásban és annak környezetében létrejövő örvénylésből származó veszteség (éles réseknel meghatározó!).

A veszteségek számítása gyakorlatban az alábbi formulával lehetséges:

$$\Delta p = \frac{A}{\text{Re}} \frac{v^2}{2g} + B \frac{v^2}{2g}$$

az A és B a hidraulikus ellenállás formájától függő, dimenzió nélküli tényezők.

Az előbbi összefüggést végigosztva a dinamikus nyomással, a lamináris áramláskor jellemző helyi, hidraulikus ellenállási tényezőt kapjuk:

$$\ell_3 = \frac{A}{\text{Re}} + B$$

Ebből következően a helyi ellenállás nagysága csak annak formájából és a Re-számtól függ.

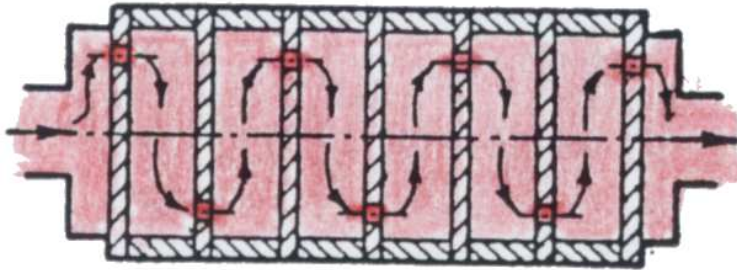
# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Mennyiségirányító elemek 3.

### Fojtások 3. (többfokozatú állandó)

A szelepek és fojtások között az alapvető különbség, hogy míg a fojtások geometriai jellemzői nem változnak a folyadék áramlás hatására, a szelepekét az áramlási jellemzők határozzák meg.

Amennyiben  $\Delta p > 20$ , az eddig megismert fojtásokat sorba kapcsolva ún. többfokozatú fojtást hoznak létre. A fojtófuratok átmérője  $d_f = 0,5 \div 1,5$  mm, falvastagsága  $(1 \div 2) \cdot d_f$ , a falak közötti távolsága  $(3 \div 5) \cdot d_f$ . A jobb fojtási hatásfok elérése érdekében az egymást követő fokozatokban a furatokat átlósan helyezik el.

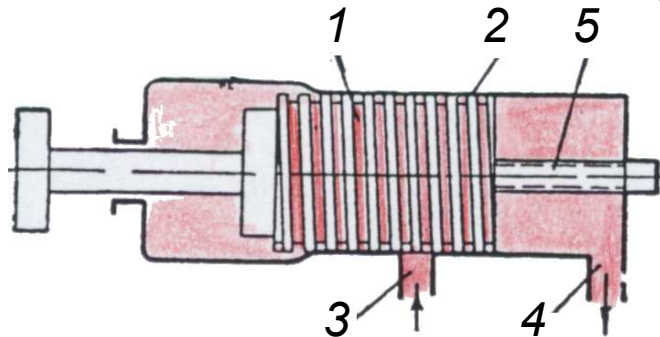


A sorba kötött fojtások átfolyási tényezője ( $\mu$ ) nem az egyes fojtások ( $\mu_1$ ) algebrai összegével azonos, hanem a  $\Sigma \mu = 1.27 \cdot \mu_1 / n$  összefüggéssel számolható. (Itt  $\mu_1$  - egy fojtás átfolyási tényezője; n - a fojtások száma.)

### Fojtások 4. (szabályozható)

A fojtások szabályozása a fojtó keresztmetszet felületének, vagy a csatorna hosszának változtatásával lehetséges. Az utóbbinak egy lehetséges kialakítási módja a látható az ábrán.

A be- és kiáramló csatornák (3; 4) nyomáskülönbsége attól függ, hogy a hornyolt központi testet (1) milyen mértékben csavarják be a ház fal (2) mentén a menetes csavar (5) segítségével.



**Megjegyzés:** kísérletileg és elméletileg is igazolható, hogy fojtások sebességállandósítóként csak szűk terhelés tartományban alkalmazhatóak.



# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

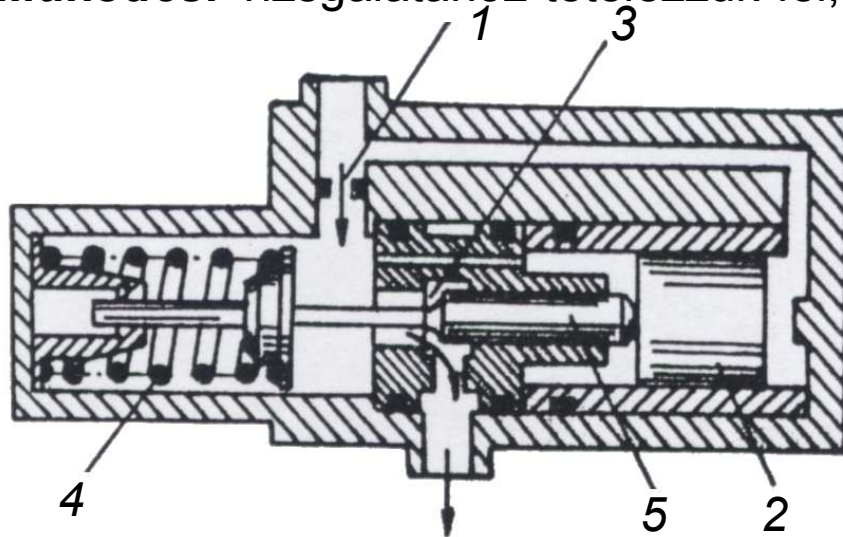
## Mennyiségirányító elemek 4.

### Sebesség-állandósító szelep 1.

**Feladata:** széles terhelési tartományban állandó mozgatási sebességet biztosítása.

**Szerkezeti felépítés:** egy állandó (1) és egy változtatható keresztmetszetű (3) fojtás sorbakapcsolásának eredménye.

**Működés:** vizsgálatához tétélezzük fel, hogy  $p_{be} = \text{const}$ . A a dugattyú (2) jobb oldalán ható  $p_{be}$  folyadéknyomásból származó erőt a rugó (4) ereje, illetve a dugattyú azonos felületű bal oldalán ható csökkentett folyadéknyomás ereje ( $p_{be} - p_{áll}$ ) együttesen egyensúlyozza ki, meghatározva ezzel a tolatyú (5) pillanatnyi helyzetét és ezzel a változó fojtás (3) átáramlási keresztmetszetét.



Másrészt a  $p_{be}$  nyomású folyadék az állandó fojtáson (1) áthaladva veszít a nyomásából ( $\Delta p_{áll}$ ), majd a változó keresztmetszetű fojtáson tovább csökken a nyomása ( $\Delta p_{vált}$ ), azaz a szelepben létrejövő teljes nyomásesés.

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_{áll} + \Delta p_{vált}$$

A fojtásokon időegység alatt átáramló folyadék

$$Q = \mu_{áll} \cdot A_{áll} \sqrt{2g \frac{\Delta p_{áll}}{\gamma}} \quad Q = \mu_{vált} \cdot A_{vált} \sqrt{2g \frac{\Delta p_{vált}}{\gamma}}$$

ahol

$\mu$ ;  $A$  - az indexének megfelelő fojtás átfolyási tényezője és keresztmetszetének felülete.

# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Mennyiségirányító elemek 4.

### Sebesség-állandósító szelep 2.

A dugattyú (2) és tolattyú (5) egyensúlya

$$F_{o,rug} - C \cdot x - \Delta p_{áll} \cdot A_{dug} - F_{tol} = 0$$

Itt  $F_{o,rug}$  - a rugó (4) ereje a fojtás (3) zárt helyzetében ( $x = 0$ ;  $A_{vált} = A_{vált,min}$ );

$C$  - rugómerevség;

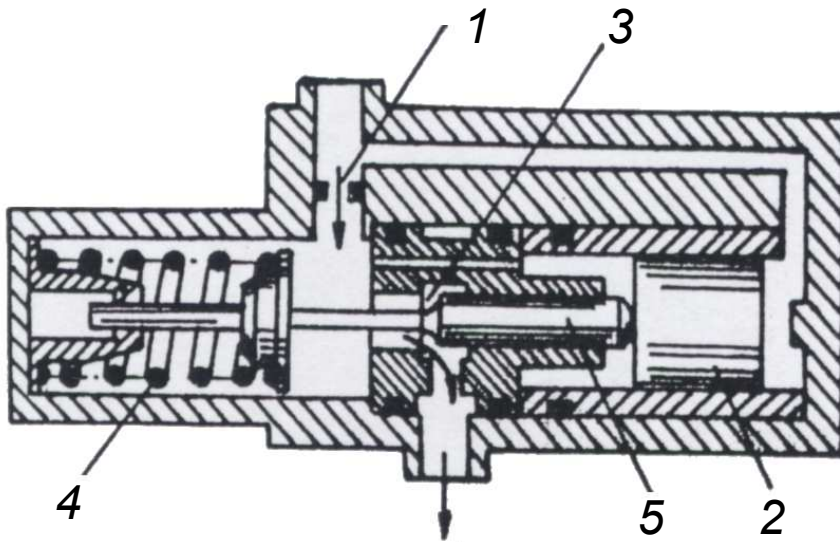
$A_{dug}$  - a dugattyú felülete;

$F_{tol}$  - a tolattyúra ható kiegyensúlyozatlan erő.

A változó keresztmetszetű fojtás (3) felületének változási törvényszerűsége az alábbi összefüggéssel jellemezhető:

$$A_{vált} = A_{vált,min} + \pi \cdot dx \cdot \sin \alpha$$

feltételezve, hogy a tolattyú és a rés (3) kúpos kialakítású, melynek kúpszöge  $\alpha$ .



Amennyiben a működtetett fogyasztó (pl. munkahenger) terhelése megnő, a munkaközeg nyomása nem tudja ugyanolyan sebességgel mozgatni a dugattyút, ennek következtében nő az állandó és változó fojtás közötti tér nyomása is.

Az itt megnőtt nyomás csökkenti a dugattyú (2) két oldala közötti nyomáskülönbséget, ami lehetővé teszi, hogy a rugó (4) elmozdítsa a tolattyút jobbra, növelve ezzel a változó fojtás (3) átbecsátási keresztmetszetét. A meg növekedett keresztmetszeten (3) csökken a nyomásesés, megnövekszik a betáplált folyadék nyomása. A terhelés csökkenésekor a folyamat fordítva játszódik le.

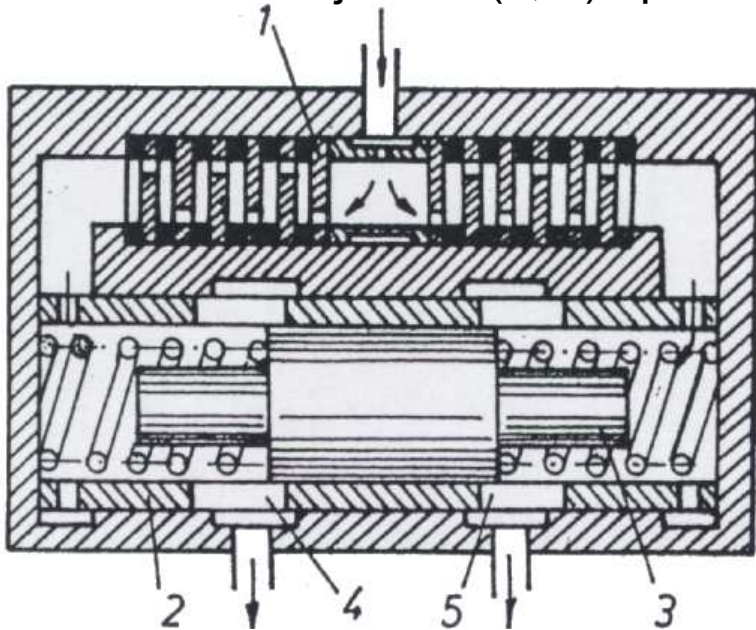
# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Mennyiségirányító elemek 5.

### Szinkronszelep

**Feladata:** két (több) hidraulikus végrehajtóelem szinkron működésének biztosítása (pl. GSF-gyűrű mozgatás)

**Szerkezeti felépítése:** két párhuzamosan kapcsolt sebességállandósító szelep (azaz két többfokozatú állandó fojtásból (1), a tolattyú (3) által szabályozható két darab változtatható fojtásból (4; 5) épül fel.)



A  $p_{be}$  nyomással belépő folyadék az állandó fojtáson két részre oszlik és bejut a hengertérbe, ahol a tolattyú (3) van. Ez a ráható nyomáskülönbség következtében jobbra, balra elmozdulhat. Ennek akkor van jelentősége, ha a jobb és baloldali ágban eltérő a folyadéknyomás, ekkor a tolattyú (3) elmozdul a kisebb nyomás irányába (tételezzük fel, jobbra!)

Ekkor a baloldali kifolyónyílás (4) felülete nő, a jobboldalié (5) csökken, a dugattyú (3) akkor áll meg, ha a két oldalán azonos az erő.

Ebben az esetben a meg növekedett felületű fojtáson (4) csökken a nyomásesés, a jobboldali fojtáson (5) nő a nyomásesés. Ily módon a baloldali térből táplált (magnövekedett terhelésű munkahengerbe nagyobb nyomású, a jobboldali térből táplált munkahenger kisebb nyomású, de ugyanolyan folyadékot kap. Ezzel biztosított a különböző terhelésű munkahengereknek időbeni együttmozgásának feltétele.

# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Mennyiségirányító elemek 6.

### Hidraulikus adagoló (dozátor) 1.

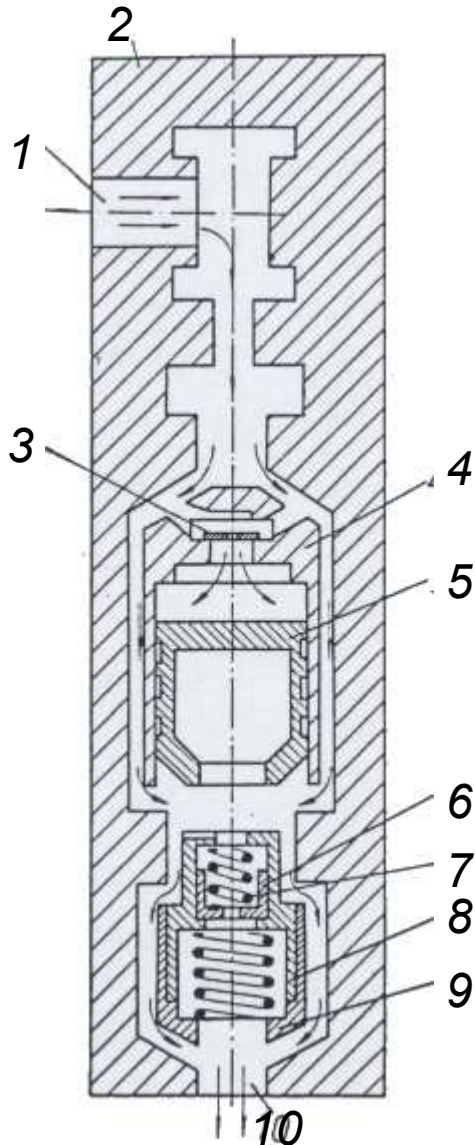
#### Feladata:

- a rendszerbe beépített fogyasztók működtetéséhez szükséges folyadékot előre meghatározott dózisokban történő adagolása.
- az adagolót követő csőszakasz sérülése esetén zárják a folyadék-áramlás útját, meggátolva ezzel a teljes munkaközeget elfolyását

#### Működése 1.:

A házba (2) belépő (1) hidraulika folyadék az adagolón belül a kalibrált furattal ellátott szelepen (3) keresztül a perselyben (4) elhelyezett úszódugattyú (5) fölé, valamint a persely (4) melletti körgyűrű alakú csatornán a visszacsapó-szelepet (8) elmozdítva, az adagolóból kilépve (10) a berendezéshez áramlik. Az adagolóban elhelyezett úszódugattyú (5) együtt mozdul a kalibrált furaton (3) bevezetett folyadékkal mindaddig, amíg a ház (2) kialakított csatornáját el nem zárja. A persely (4) belsejébe bejutó folyadék (3) keresztmetszete, valamint a perselyt körülvevő csatorna keresztmetszete úgy aránylanak egymáshoz, mint az úszódugattyú fölötti térfogat aránylik az adagoló által szabályozott folyadékmennyiséghez.

Az adagoló alaphelyzetbe állítását a visszaáramló folyadék (ellentétes munkafolyamat) végzi. Ha a rendszer megsérül, nincs visszaáramló folyadék, az adagoló zárva tartja az előtte levő csőhálózatot, megakadályozza ezzel a folyadék elfolyását.

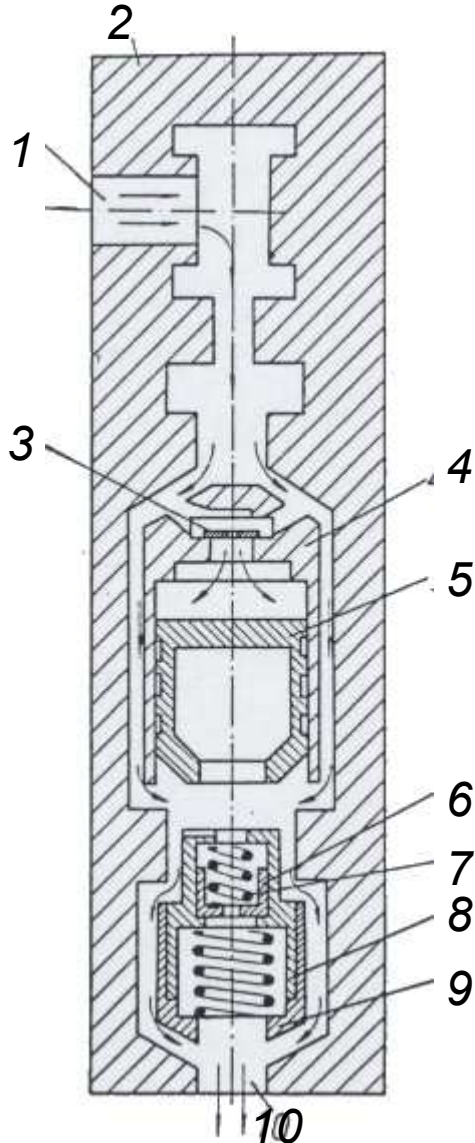


# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Mennyiségirányító elemek 7.

### Hidraulikus adagoló (dozátor) 2.

#### Működése 2.:



Folyadék visszaáramlásakor a visszacsapó-szelep (8) felütközik az úszódugattyúhoz (5), így azt a folyadék mozgatja alaphelyzet felé. A kalibrált furattal ellátott szelep (3) a persely (4) megfelelő kiképzéséig elmozdulva biztosítja az úszódugattyú fölötti tér gyors kiürülését, illetve az úszódugattyú elmozdulása után a persely körülvevő csatornán is biztosított a folyadék visszavezetés. Az adagoló által szabályozott folyadékmennyiség úgy van meghatározva, hogy normál működéskor ne jöjjön létre teljes elzáródás, csak meghibásodás esetén.

Természetesen, ha az adagoló például palackozó ütemben működik, minden dózis után teljes elzárás jön létre. Ebben az esetben viszont az alaphelyzetbe állítása nem az előbb leírt módon történik.

# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Útirányító elemek 1.

### Vezérlő tolattyúk 1.

A vezérlő tolattyúk a hidraulika rendszerben **kettős funkciót látnak** el:

- nagy pontosságú mozgatási sebesség biztosítása;
- a folyadék áramlási irányának megváltoztatása.

Ennek megfelelően **menyiség-, és útirányító elemek is.**

A tolattyúk a csatlakozó **csővezetékek száma alapján:**

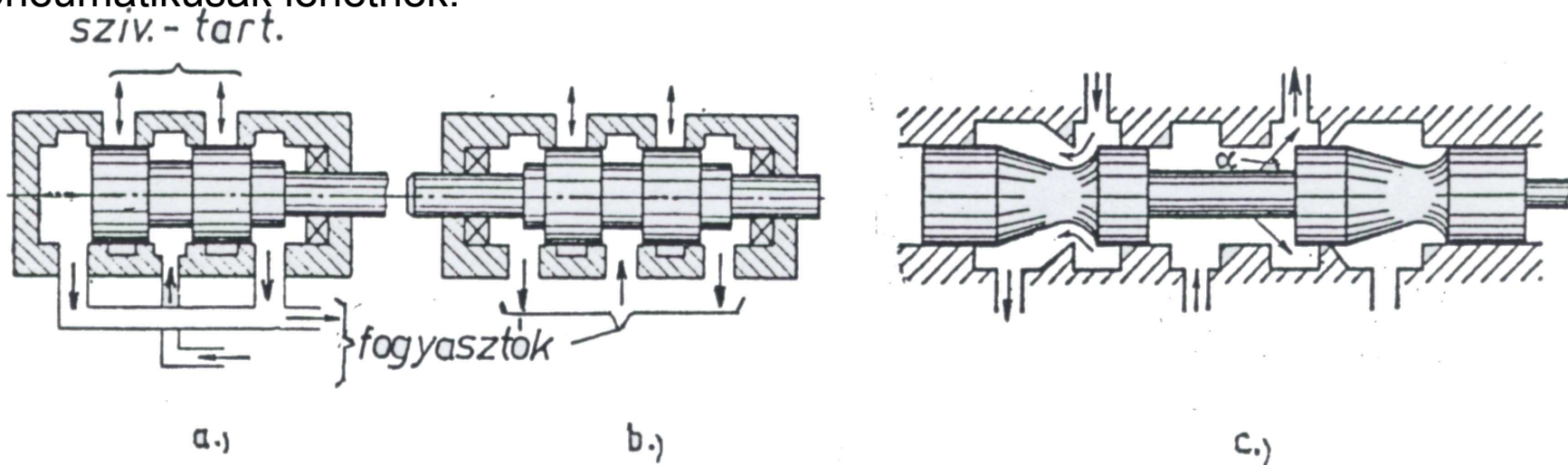
- három, négy, vagy többutasak;

### **Működési helyzetük szerint:**

- 2 pozíciójúak (szélső helyzetek);
- 3 pozíciójúak (szélső + közbülső helyzet);

### **Működési módjuk alapján:**

- mechanikusak;
- elektromosak;
- pneumatikusak lehetnek.

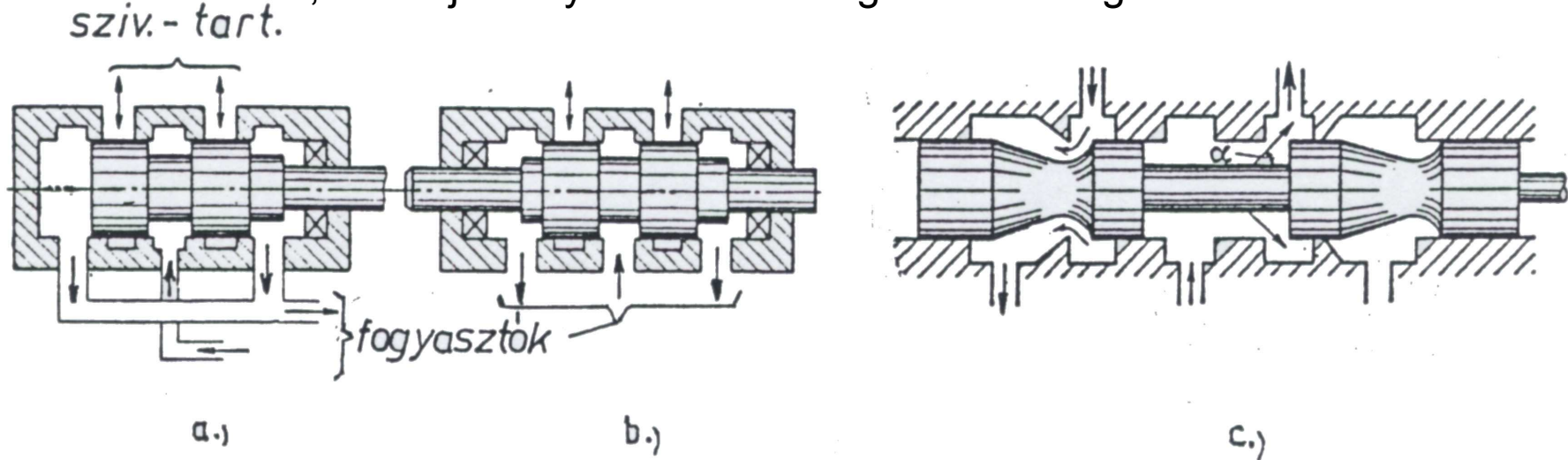


# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Útirányító elemek 2.

### Vezérlő tolattyúk 1.

Az a. ábrán négyutas vezérlő tolattyú látható. Mivel a tolattyú bal- és jobb oldalának felülete különböző, a létrejövő nyomáskülönbség axiális mozgatóerőt hoz létre.



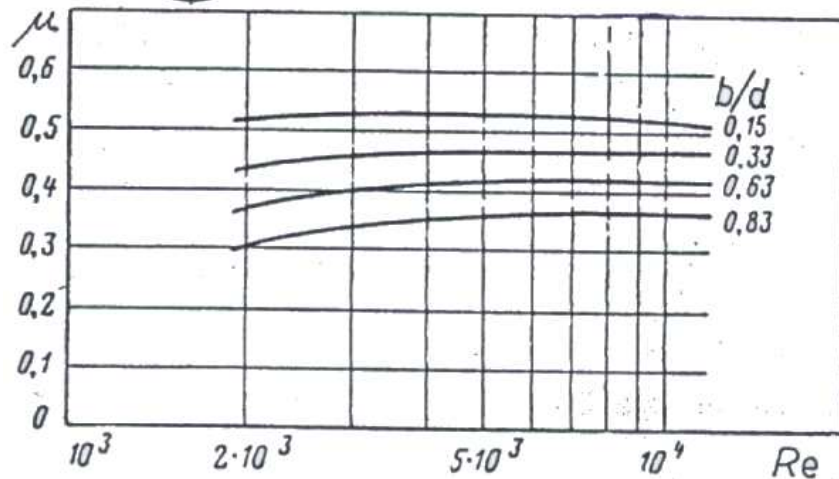
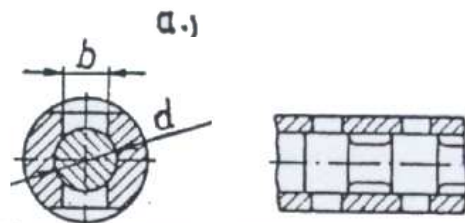
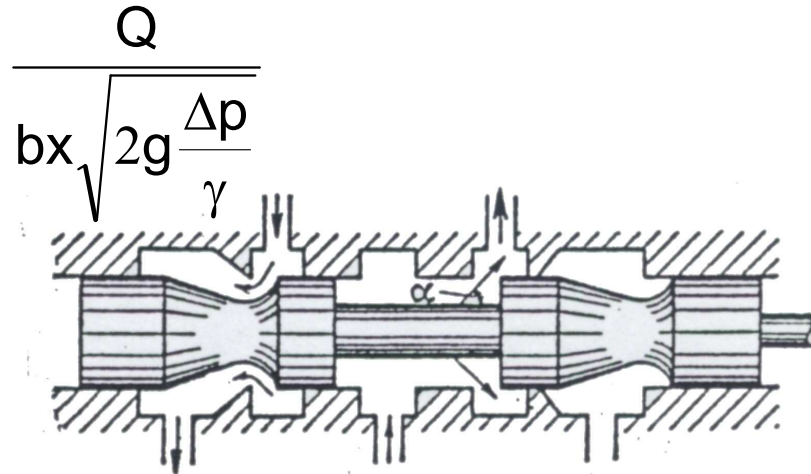
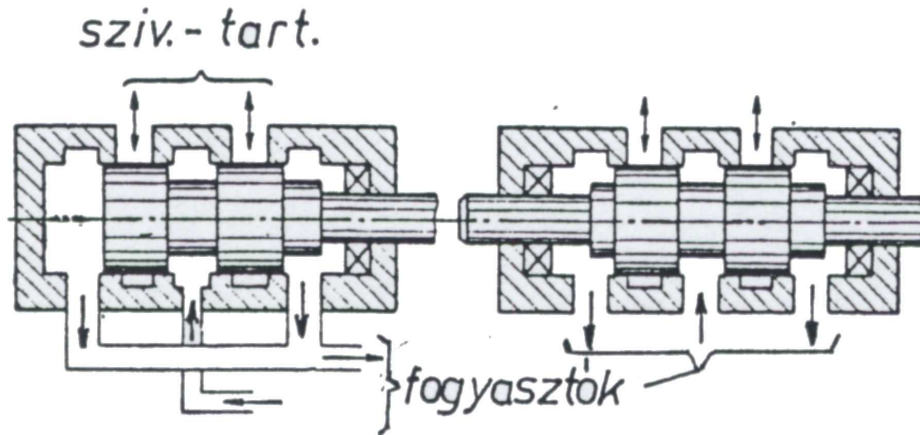
E kedvezőtlen hatás elkerülhető a tolattyú szimmetrikus (b. ábra), vagy speciális ívelt kialakításával (c. ábra). Az első módszert statikus, a másodikat dinamikus kiegyenlítésnek nevezik. Az utóbbinál az áramló folyadékmozgásból származó erőhatás a tolattyút tengelyirányú elmozdításra kényszerítené, ennek kiegyensúlyozására a visszavezetett folyadék útját a tolattyú speciális (ívelt) kiképzésével úgy változtatják meg, hogy ez az áramlás az előbbivel ellentétes értelmű tengelyirányú erőt hozzon létre.

# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Útirányító elemek 3.

### Vezérlő tolattyúk 1.

A vezérlőtollattyú ki- (át-) folyási tényezője:  $\mu = \frac{Q}{bx \sqrt{2g \frac{\Delta p}{\gamma}}}$



ahol

$b$  - a tolattyúház furatának átmérője;

$x$  - a házon levő furat kinyitásának nagysága;

$\Delta p$  - a tolattyú vizsgált csatornájában létrejövő nyomásesés.

Az átfolyási tényező ( $\mu$ ) grafikusan is meghatározható a tolattyúház oldalán levő furat ( $b$ ) és a tolattyú átmérő ( $d$ ) segítségével képzett viszonyszám felhasználásával (ld. grafikon).



# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

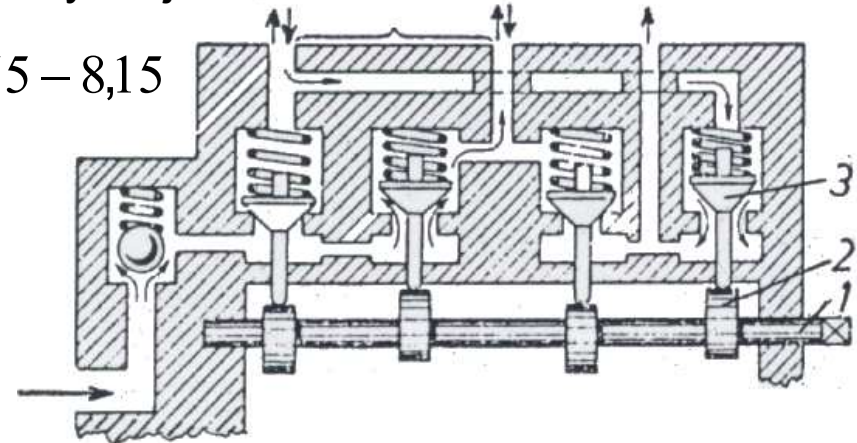
## Útirányító elemek 4.

### Vezérlő tolattyúk 2.

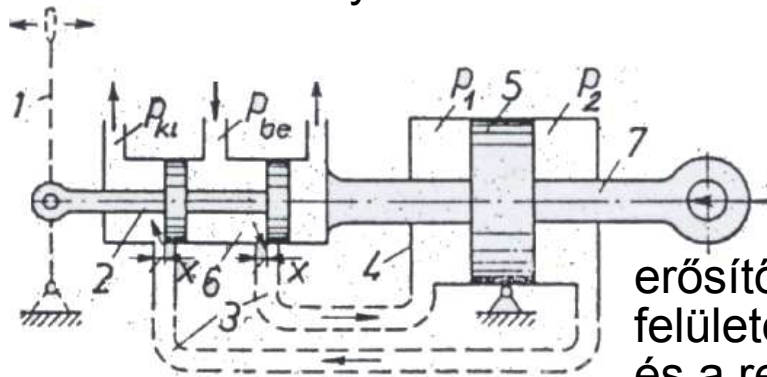
A vezérlő tolattyú helyi, hidraulikus ellenállási tényezője a

$$\zeta = \frac{\Delta p 2g}{\gamma v^2} = \frac{2g \Delta p (bx)^2}{Q^2 \gamma} = 3,55 - 8,15$$

A vezérlőtollattyúval létrehozott út- és mennyiség irányítás megvalósítható bütykös-tengellyel (1; 2) mozgatott szeleprendszer (3) segítségével is. E megoldás hátránya, hogy a szelepek mozgatásához lényegesen nagyobb erő szükséges, mint a tolattyúéhoz.



A vezérlőtollattyúkkal rendszerint hidraulikus munkahengerek mozgását vezérik. A



vezérlőtollattyú (2) és a hidraulikus, követő rendszerű vezérlés is létrehozható, az így nyert berendezést hidraulikus erősítőnek (buszternek, a külső kormányszervek mozgását megvalósítókat kormányerő csökkentőnek) nevezik. A hidraulikus

erősítőbe bevezetett folyadéknyomás által a dugattyú (5) felületén kifejtett erő a dugattyúrúdra (7) ható terhelő erő és a rendszer súrlódásának leküzdésére szolgál, azaz

$$\Delta p_0 = p_h + \Sigma p \quad (x)$$

$p_0 = p_{be} - p_{ki}$  - a vezérlőtollattyúba és a belőle elvezetett nyomások különbsége;

$p_h$  - a munkahengerbe létrejövő nyomásesés;

$A_h$  - a dugattyú hasznos felülete (a rúd keresztmetszetének felületével csökkentve);

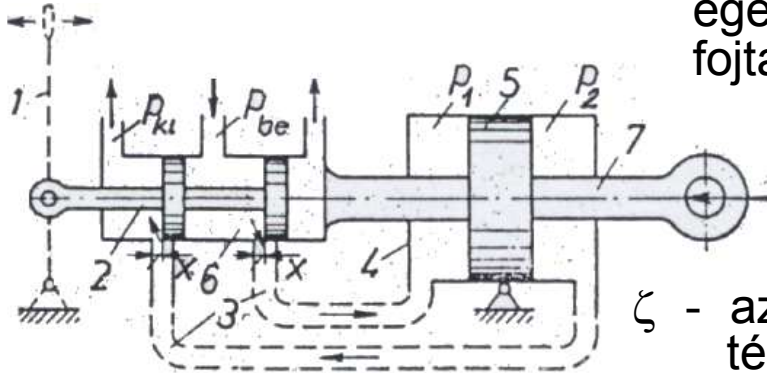
$p$  - a csősúrlódás és a helyi hidraulikus ellenállásokon létrejövő összveszteség.

# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Útirányító elemek 5.

### Vezérlő tolattyúk 2.

Figyelembe véve, hogy a helyi ellenállásokon keletkező nyomásesés szinte teljes egészében a vezérlőtollattyú és a ház közötti „x” méretű fojtáson jön létre:



$$\Sigma p = 2\zeta \frac{v^2}{2g} \gamma \quad (\text{xx})$$

$\zeta$  - az „x” résméretű fojtás helyi hidraulikus ellenállási tényezője;

$v$  - az „x” résméretű fojtások a folyadék átáramlási sebessége.

A tolattyúházon kialakított rés rendszerint szabályos négyszög alakú, melynek kerület irányú mérete (b) állandó, a hosszirányú (x) pedig a tolattyú helyzetétől függő. Ilyenkor a vezérlőtollattyú egy résén időegység alatt átáramló folyadék:

$$Q = v_d \cdot A_d = v_d \cdot b \cdot x \quad (\text{xxx})$$

$v_d$  – a munkahenger dugattyújának mozgási sebessége.

Ezt az összefüggésünket megfelelően átalakítva (xx), helyettesítsük vissza (x)-be:

$$p_o = \Delta p_h + 2 \cdot \zeta \cdot \gamma \frac{Q^2}{2 \cdot g \cdot (b \cdot x)^2} \quad (\text{xxxx})$$

vagy

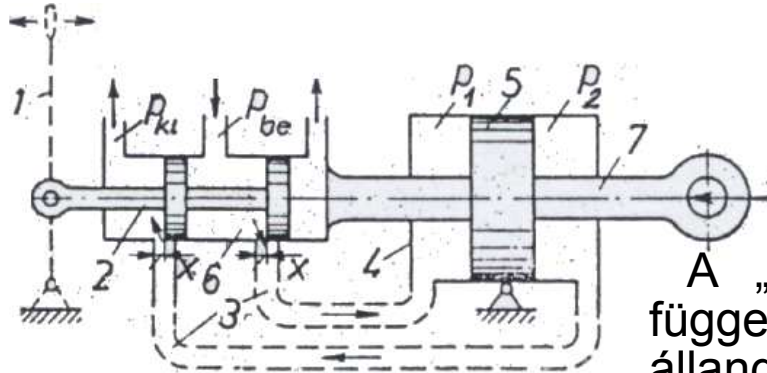
# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Útirányító elemek 6.

### Vezérlő tolattyúk 2.

vagy

$$p_o = \Delta p_h + k \frac{Q^2}{x^2} \quad (\text{xxxx})$$



ahol  $k = \frac{\zeta \cdot \gamma}{g \cdot b^2}$

A „k” tényező az átáramló folyadék mennyiségétől függetlenül állandónak vehető, amennyiben a rendszer állandó nyomást biztosító szabályozható szivattyúval van felszerelve, és a hidraulikus erősítővel összekötő csőszakasz ellenállása elhanyagolható.

Amikor a munkahenger dugattyúján nincs terhelés ( $F = 0$  és  $p_h = 0$ ), a tolattyú fojtó rései is teljesen nyitva vannak  $x = x_{\max}$ , és így  $Q = Q_{\max}$ . Ilyenkor a (xxxx) jelölt összefüggés  $k = p_o \cdot x_{\max}^2 / Q_{\max}^2$  formába írható. A kapott összefüggést behelyettesítve a (xxxx)-be és kifejezve ebből a  $\Delta p_h$ -t

$$\Delta p_h = p_o \left( 1 - \frac{Q^2}{Q_{\max}^2} \right)$$

ahol

$$\bar{Q} = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{v_d}{v_{d,\max}} = \bar{v}$$

- a munkahenger dugattyú viszonylagos folyadék fogyasztása és viszonylagos sebessége;

$$\bar{x} = \frac{x}{x_{\max}}$$

- a tolattyú nyitási foka.

# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Útirányító elemek 7.

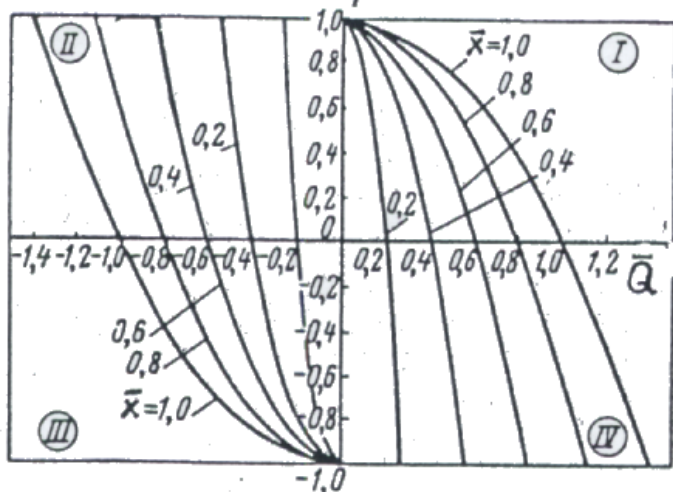
### Vezérlő tolattyúk 3.

Az előbbiekből következően a dugattyúrúdon ható terhelés:  $F = \Delta p_h \cdot A_d = p_o \cdot A_d$ ,

illetve a viszonylagos terhelés  $\bar{F} = \frac{F}{p_o A_d} = 1 - \frac{\bar{Q}^2}{x^2} = 1 - \frac{\bar{v}^2}{x^2}$

A  $\bar{F} = f(\bar{Q})$  és  $\bar{Q} = f(x)$  értékek különböző tolattyú nyitási fok és viszonylagos terhelés melletti ábrázolásával a hidraulikus erősítő statikus karakterisztikáit kapjuk.

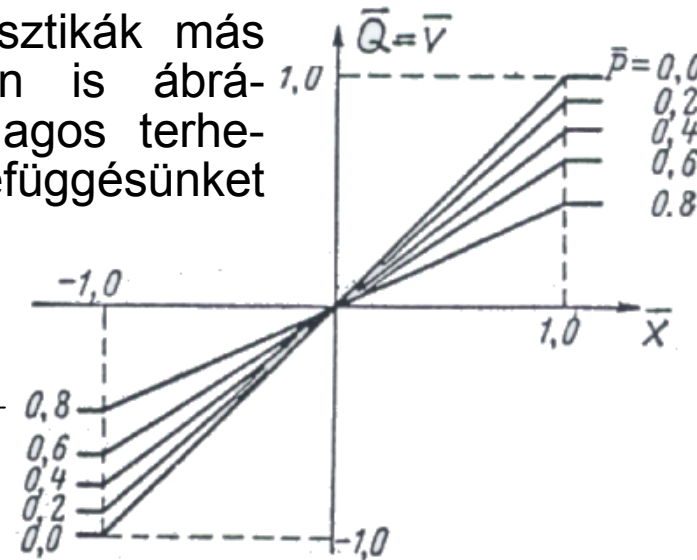
Az ábra alapján belátható, hogy csak igen kis dugattyú mozgási sebességnél ( $\bar{v}$ ) jöhet létre maximális körüli terhelés ( $\bar{F}$ ). Egy adott viszonylagos sebesség elérése után a dugattyú terhelhetősége zérus ( $\bar{v}=0$ ), - a görbék metszik az abcisszát -, azaz a munkahenger nem végez tovább munkát, hanem szivattyúként üzemel (II. és IV. negyed).



A statikus karakterisztikák más koordináta-rendszerben is ábrázolhatóak. A viszonylagos terhelésre kapott összefüggésünket más alakba felírva:

$$\bar{Q} = \bar{v} = x \sqrt{1 - \bar{F}}$$

az ábrán látható egyenessereget kapjuk. Itt is megállapítható, hogy az  $\bar{F}$  növekedésével együtt járó  $\bar{v}$  csökkenés  $\bar{F} = 1$  esetben  $\bar{v} = 0$ , a jelleggörbe egybeesik az abcisszával.

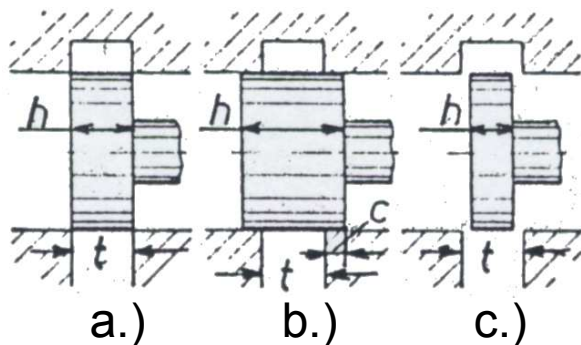


# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Útirányító elemek 7.

### Vezérlő tolattyúk 1.

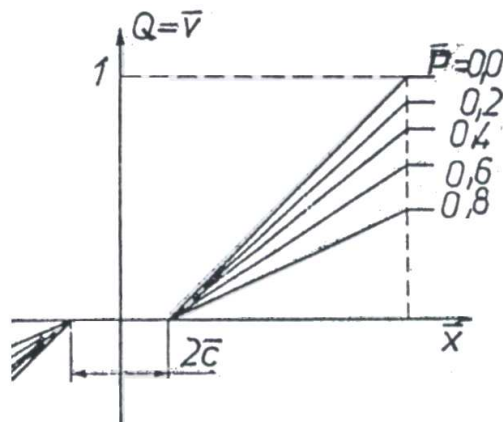
A hidraulikus erősítő ez utóbbi statikus karakterisztikáját befolyásolja a tolattyú és tolattyúház részének szerkezeti kialakítása.



Ideális esetben a tolattyú vastagsága ( $h$ ) megegyezik a résmérettel ( $t$ ) (a. ábra), amikor is a b. ábra karakterisztikái igazak. A gyakorlatban vagy pozitív ( $h > t$ ) (a. ábra), vagy negatív ( $h < t$ ) (c. ábra) túlfedés van. A túlfedés abszolút ( $c$ ) vagy viszonylagos ( $\bar{c}$ ) értéke a

$$c = \frac{h-t}{2} \quad \text{vagy} \quad \bar{c} = \frac{h-t}{2t}$$

Pozitív túlfedés esetén létrejön egy  $x = 2\bar{c}$  nagyságú érzéketlenségi zóna, viszont a tolattyú belső tömítettsége javul. A negatív túlfedés következtében a belső hermetikusság romlik, ami teljesítmény veszteséget eredményez, viszont nincs érzéketlenségi zóna.



A hidraulikus erősítők hatásfoka a

$$\eta = \frac{F \cdot v}{p_o Q} = \frac{\Delta p_h A_d v_d}{p_o v_d A_d} = \frac{\Delta p_h}{p_o} = \bar{F}$$

A buszter abszolút ( $P$ ) és viszonylagos ( $\bar{P}$ ) hasznos teljesítménye

$$P = F \cdot v \quad \text{illetve} \quad \bar{P} = \frac{F \cdot v_d}{p_o A_d v_{d,max}} = \bar{F} \cdot v$$

A hengeres tolattyúk helyett ún. sík-, vagy elosztótárcsák is alkalmazhatók.

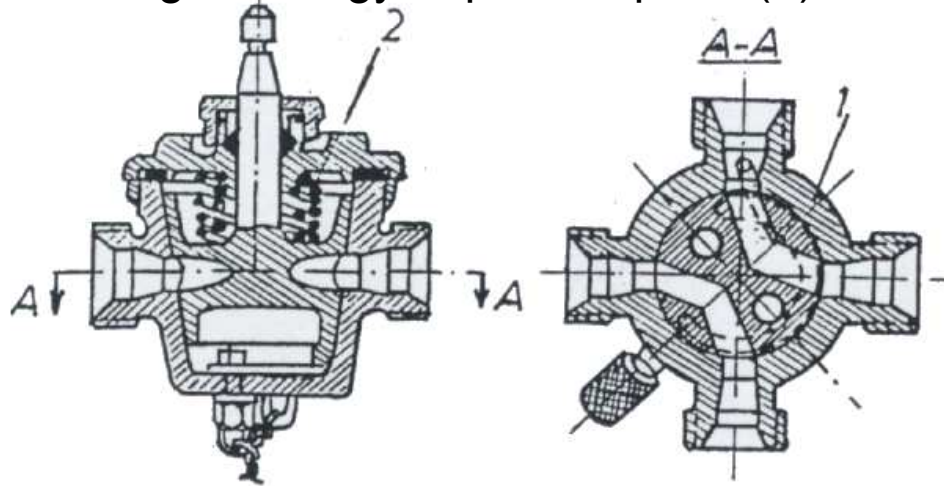
# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Útirányító elemek 8.

### *Forgó irányváltó csap 1.*

A hengeres vagy kúpos csaptest (2) kialakításúak, amelyek közül a kúpos biztosít jobb

tömítettséget. A pozícióhelyzetek számától függően 2 vagy 3 állású, a csatlakozó csővezetékek számának megfelelően 3-4, vagy több útu lehet. Működtetése történhet kézzel, vagy valamilyen mechanizmus segítségével.



# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Hidromotorok 1.

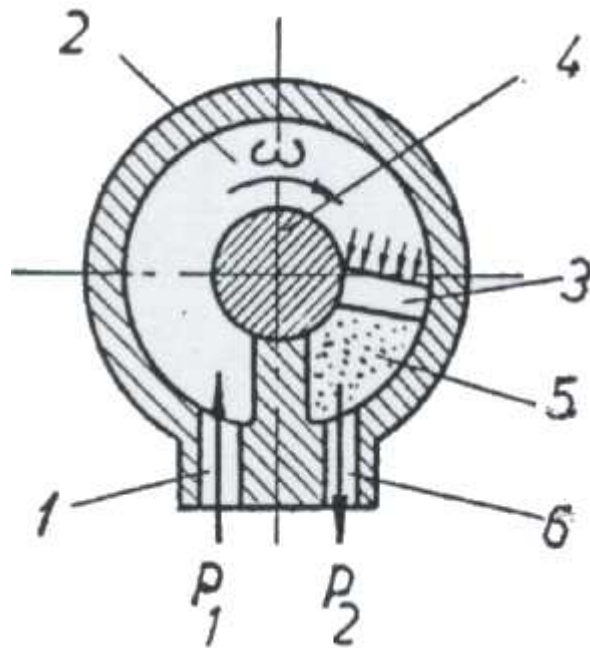
**Feladata:** a folyadék útján közvetített munkavégző képesség mechanikai munkává alakítása a hidromotorokban történik.

**Fajtái:** a hidromotorral megvalósított mozgástól függően:

- forgómozgást végző lapátos (lengő motorok);
- forgómozgást végző dugattyús;
- egyenes vonalú mozgást megvalósító munkahengerek.

## Lengőmotorok 1.

**Alkalmazás feltételei:** általában 150 bar-os üzemi nyomásig használhatóak, összhatásfokuk 0,94-0,96 között van. A 320° körüli szögtartományban elfordítható csúszólapát (3) 200-15000 Nm-es forgatónyomatékot hozhat létre.



Az esetek többségében mindkét csatorna (1; 6) használható nyomó- és visszavezető ágnak. A létrehozott forgatónyomaték a  $M = F \cdot k$  összefüggéssel számítható, ahol

$k = (D+d):4$  - a lapáton ható (3) koncentrált erő karja;

$D$  - a henger belső átmérője;

$d$  - a lapáttengely (4) átmérője;

$F$  - a  $p_1 - p_2 = \Delta p$  nyomáskülönbség hatására a lapát felületén keletkező erő:

$$F = \Delta p \frac{D - d}{2} b$$

$b$  - a lapát, illetve hengerpalást hossz

# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Hidromotorok 2.

### Lengőmotorok 1.

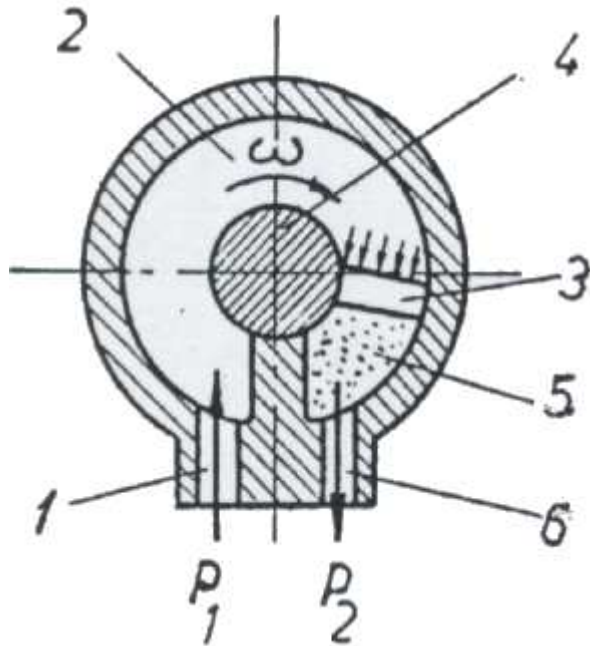
A megvizsgáltak alapján a forgatónyomaték összefüggése a

$$M = \Delta p \frac{(D - d)(D + d)}{8} b = \Delta p \frac{(D^2 - d^2)}{8} b$$

formába átírható.

A forgómozgás szögsebessége:

$$\omega = \frac{Q_s}{V_r} = \frac{Q_s \cdot 8\pi}{(D^2 - d^2) \cdot \pi \cdot b} = \frac{8Q_s}{(D^2 - d^2) \cdot b}$$



ahol

$Q_s$  - 1 másodperc alatt a berendezéshez szállított hidraulika folyadék térfogata;

$V_r$  - a lapát (3) 1 radiánnal történő elfordulása során létrejövő munkatér fogat (2; 5) változás.



# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Hidromotorok 3.

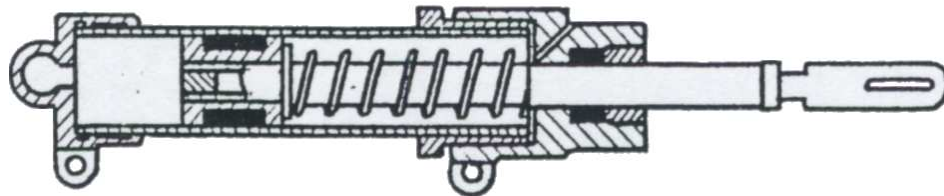
### Munkahengerek 1.

A munkaközeg által **kifejtett erő irányától függően** megkülönböztethető:

- egyirányba működtethető;
- kétirányba működtethető munkahenger.

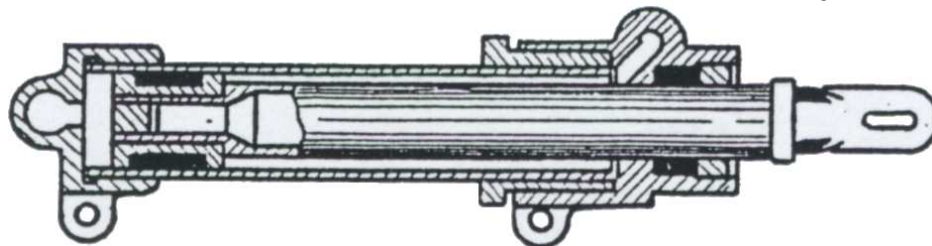
A munkahenger részei: a henger, benne egy, vagy két dugattyú dugattyúrúddal és a szükséges tömítések. Rendszerint a hengert a repülőgép vázszerkezetéhez, a dugattyúrúdat a mozgatandó berendezéshez erősítik.

Az **egyirányba működtethető munkahengernek** csak egy folyadék-bevezető nyílása van. A nyomás hatására a dugattyú a rugó ellenébe elmozdul. Az elmozdulás addig tart, ameddig folyadék-betáplálás meg nem szűnik, után a dugattyú megáll, illetve elfolyás vagy levegőbuborékok következtében a rugó hatására megindulhat visszafelé.



Az ilyen berendezések alkalmazhatósága korlátozott. A munkahenger kiinduló (ábrán bal szélső) helyzetbe történő visszaállítását üzemszerűen is a rugó végzi.

A szerkezetek oda-vissza történő mozgathatósága következtében a **kétirányba működtethető munkahengerek** alkalmazása az elterjedtebb. Ezeknél a dugattyú mozgását mindkét irányba folyadék végzi, attól függően, hogy melyik csőcsonkon keresztül történik a betáplálás és melyiken a visszavezetés. A be- és visszavezető cső



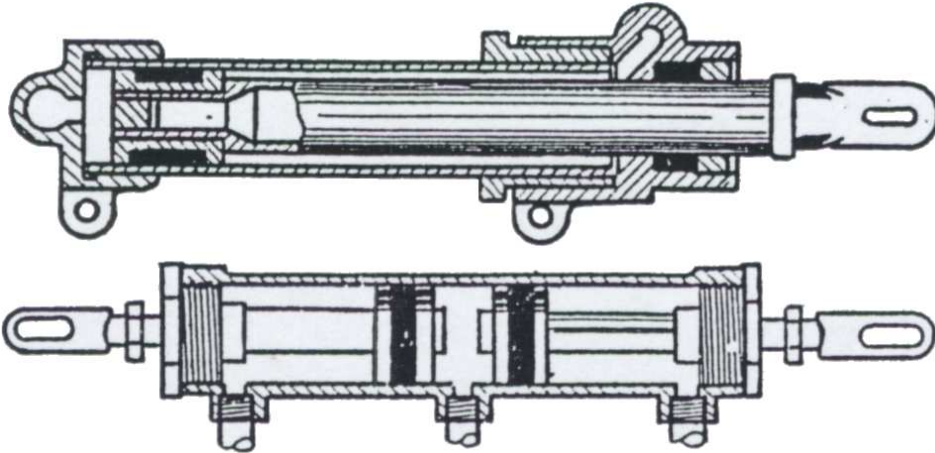
egyidejű zárásával a dugattyú a hengerben tetszőleges közbülső helyzetben rögzíthető. (Tömítetlenség és légbuborékok hatása azonban ezt a kedvező tulajdonságot csökkenti, megszüntetheti).

# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Hidromotorok 4.

### Munkahengerek 2.

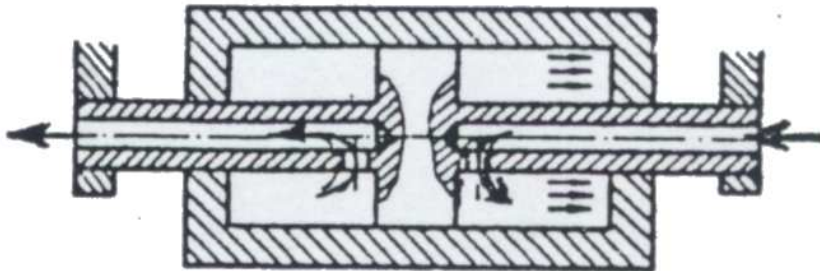
Könnyen belátható, hogy az ilyen kialakítású munkahenger dugattyújának jobbra és balra történő mozgásakor (azonos üzemi nyomást  $p_{üz} = \text{const}$  feltételezve), annak haladási sebessége ( $v_d$ ) különböző lesz.



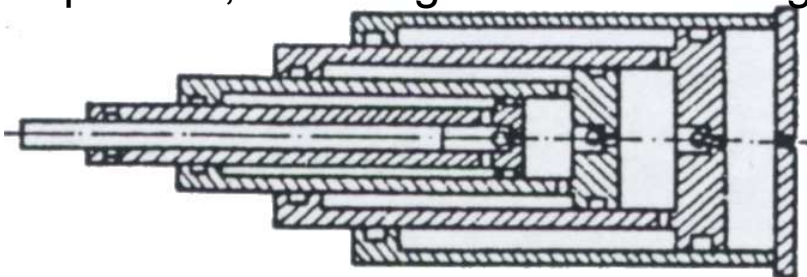
A dugattyú baloldalán teljes felületen ( $A_d$ ) hat a nyomás ( $F_1 = A_d \cdot p_{üz}$ ), míg a jobboldalon a dugattyúrúd keresztmetszetének felülete ( $A_{dr}$ ) csökkenti a kifejthető erőt  $F_2 = (A_d - A_{dr}) \cdot p_{üz}$ .

Ez a jelenség megszüntethető speciális tolattyú, vagy kétoldali dugattyúrudas kialakítással.

Egyes esetekben a **mozgatást a henger valósítja meg** és a dugattyúrúd végeit rögzítik mereven. A folyadék betáplálást és visszavezetést is a dugattyúrúd axiális furatain keresztül biztosítják. Ilyen, ún. **álló dugattyús munkahenger** látható az ábrán.



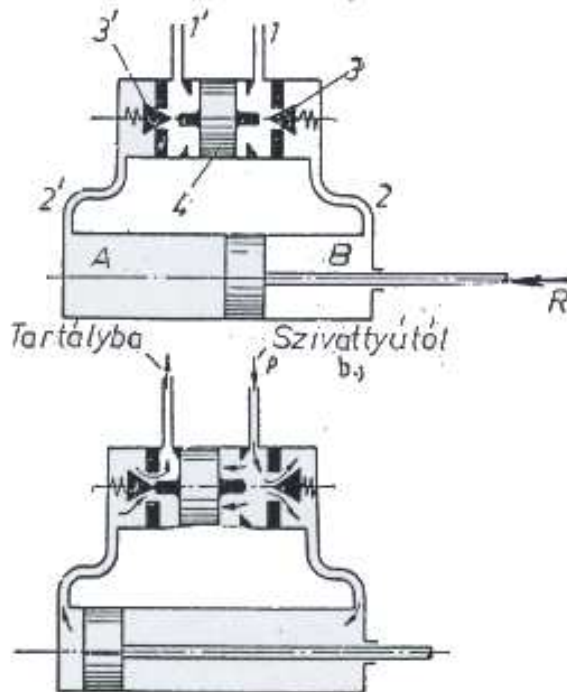
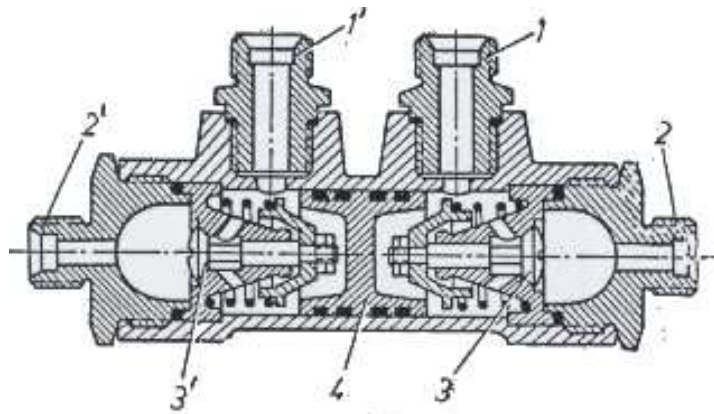
Speciális, a henger hosszát meghaladó lökethossz biztosítására **teleszkópikus dugattyúrúddal** ellátott munkahengereket alkalmaznak.



## Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

### Hidromotorok 5. *Munkahengerek hidraulikus rögzítése*

A hidraulikus munkahengerek dugattyúinak tetszőleges helyzetben történő rögzítése – a két fővezetékben uralkodó nyomások különbségével vezérelt speciális szeleppel – ún. **hidraulikus zárral** lehetséges. Attól függően, hogy csak egyik, vagy mindkét irányban biztosítja a munkahenger rögzítését, ismeretes **egyoldali** és **kétoldali működésű hidraulikus zár**.



Az ábrán *kétoldali működésű hidraulikus zár* szerkezeti és működési vázlata látható.

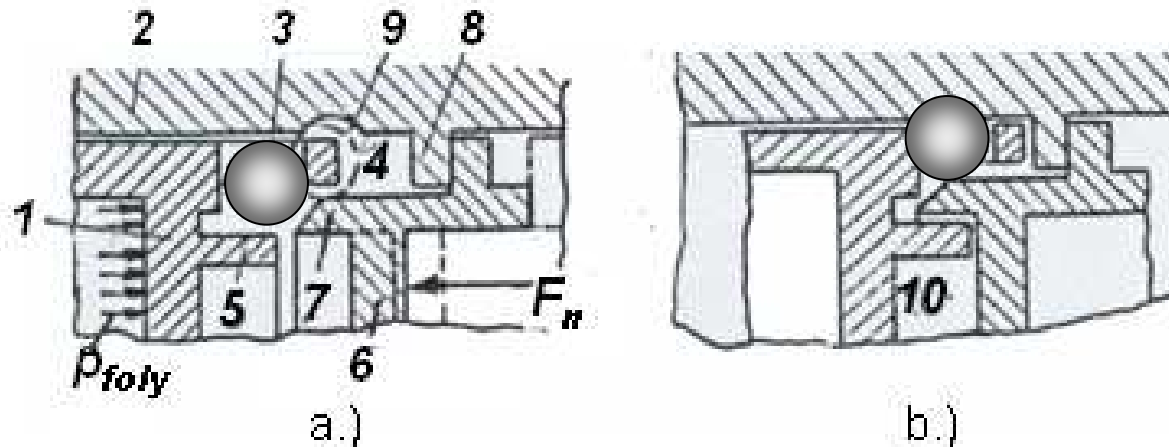
A rendszer vezérlőcsapjának semleges helyzetkor a dugattyú (4) középhezletben van, a visszacsapószelepek (3; 3') zártak. A hidraulikus zár, a munkahenger belső terei (A; B) és az összekötő csővezetékek (2; 2') folyadékkal teljesen feltöltöttek. A vezérlőcsap nyitásakor a nyomás alatti folyadék a csőcsatlakozók egyikéhez (pl. 1) jut.

Ennek hatására a dugattyú (4) balra mozdulva nyitja a záró-szelepet (3), a munkahenger 'A' terét összeköti a visszavezetéssel (1'). A visszacsapó-szelep (3) a folyadéknyomás hatására kinyit és a munkahenger 'B' terébe bocsátja a nyomás alatti folyadékot. A betáplálás megszüntetésével, vagy a dugattyú szélsőhelyzetig történő elmozdulásával megszűnik a folyadék áramlása (nyomás kiegyenlítődség jött létre), a szelep (3) lezár, ugyanekkor a dugattyú által nyitva tartott szelep (3') is zár a dugattyút alaphelyzetbe állítva. Így a munkahenger dugattyúja hidraulikusan rögzített helyzetbe kerül.

## Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

### Hidromotorok 6. *Munkahengerek mechanikus rögzítése*

A repülés biztonsága szempontjából különlegesen fontos berendezéseket működtető munkahengerek dugattyúit löketük véghelyzeteiben még ún. **mechanikus, golyós- (vagy gyűrűs-) zárral** is biztosítják.



A munkahenger (2) falába hornyot (9) alakítanak ki. A dugattyú (1) homlokfelületén kiképzett gyűrűs rés és a gyűrű külső palástján sugár irányú furatokban acélgolyók (3) helyezkednek el. Ezek helyzetét vagy a gyűrűs rés belső palástja (5), vagy a bűvárdugattyú (rögzítő-dugattyú) kúposan kezdődő palástfelülete (7) határozza meg. A bűvárdugattyút egy rugó igyekszik állandó helyzetben rögzíteni. Ha a dugattyú bal oldalára nyomás hat, az akadálytalanul halad jobbra mindaddig, amíg a rögzítő-dugattyú kúpos palástjába (7) nem ütközik. Az érintkezés után azt a rugó ellenébe ( $R_{\text{rug}}$ ) elnyomja és a hengerhorony síkját elérve az acélgolyók a horonyba kényszerülnek. A bűvárdugattyú palástja a golyókat rögzíti. Ha a dugattyú és bűvárdugattyú közötti térbe (10) vezetjük a nyomás alatti folyadékot, a nyomás a rugó ellenébe ( $F_r$ ) a bűvárdugattyút jobbra nyomja, megszűnik a golyószár rögzített helyzetben tartása és a dugattyú ugyancsak a nyomás hatására elindul balra.

# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Szűrők 1.

A hidraulika-rendszer munkaközegének szennyeződésmentes állapotba tartására különböző szerkezeti megoldású és finomságú **szűrőket** építenek be.

**Osztályozásuk** – többek között – a rajtuk fennakadó legkisebb szennyeződés átmérője (d) szerint lehetséges, így megkülönböztethető:

- durva szűrő (d = 0,1 mm);
- közepes finomságú szűrő (d = 0,01 mm);
- finom szűrő (d = 0,005 mm);
- különlegesen finom szűrő (d = 0,001 mm).

A **szűrés minősége** alapvetően két viszonyszámmal jellemezhető:

- **átbocsátási tényező** ( $\lambda$ ), a szűrt ( $n_2$ ) és szűretlen ( $n_1$ ) folyadékban található szennyeződések számát viszonyítja

$$\lambda = \frac{n_2}{n_1}$$

- **szűrési tényező** ( $\psi$ ), a szűretlen ( $n_1$ ) és szűrt ( $n_2$ ) folyadék azonos térfogatában levő szennyeződések különbségét a szűretlen folyadékban levő szennyeződések számával hasonlítja össze

$$\psi = \frac{n_1 - n_2}{n_1}$$

A **szűrés módszerét** tekintve:

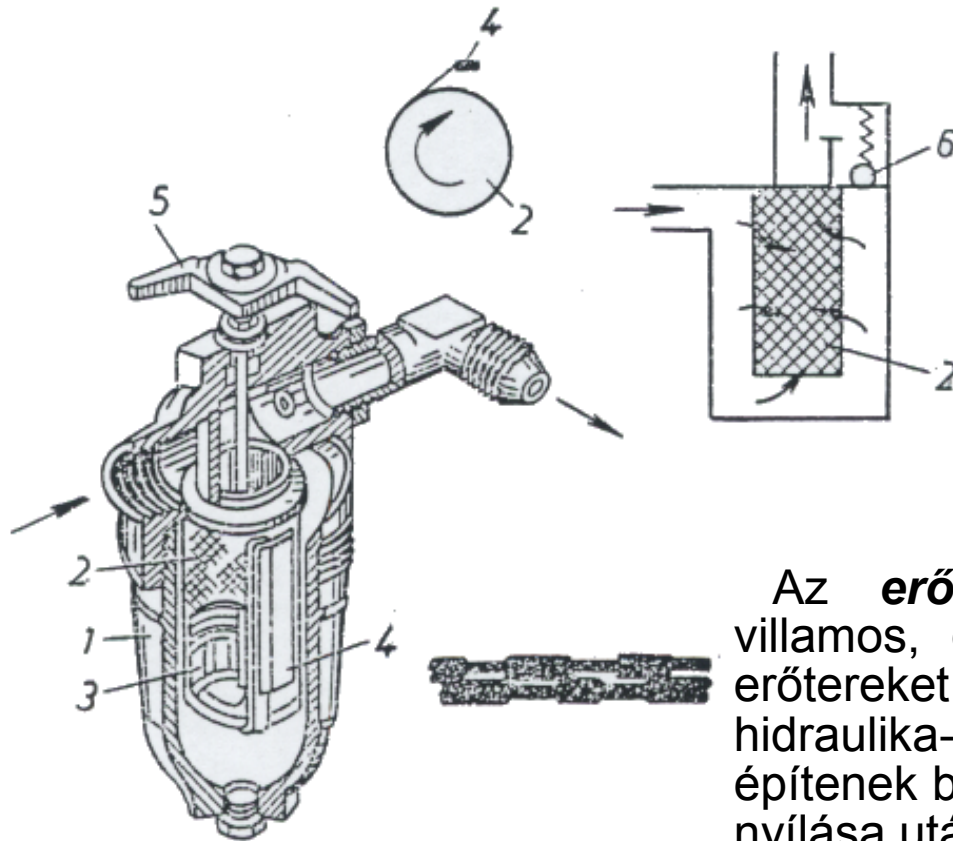
- mechanikus és
- erőhatáson alapuló lehet.

## Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

### Szűrők 2.

**Mechanikus elven működő** – azaz a folyadékot nyomás hatására résen, póruson átpréselő - **szűrő** szűrőelemként alkalmazhatóak perforált fém vázszerkezetre rögzített sűrű szövésű fémszalak **szitaszűrőként**, egymáson adott hézaggal elhelyezett vékony fémlemezsrak **részszűrőként** és rendszerint csak finomszűrésre – textília, papír vagy fémkerámia.

Az ábrán egy **hidraulikus résszűrő** látható. A folyadék a szűrőelem (2) külső felületén áthaladva a henger belsejébe jut és megtisztulva távozik. A szűrőbetét külső felülete erre a célra kialakított karral (5) egyirányba forgatva, a speciális betét (4) segítségével megtisztítható. A szennyeződés a szűrőház (1) aljába hullik, ahonnan akár a ház aljának, akár az alul elhelyezett ülepítő csavar kivételével eltávolítható.



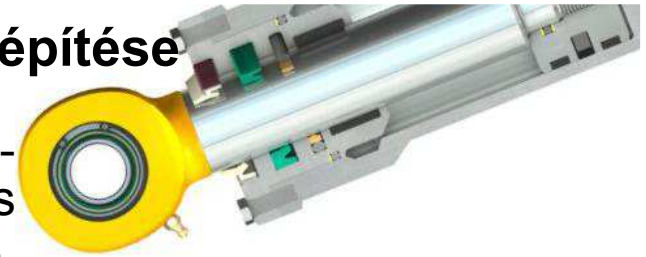
A szűrőelem (2) eltömődése esetén a folyadék a megkerülő szelepen (6) át szüretlenül halad tovább a rendszerbe.

Az **erőhatáson alapuló szűrők** a mágneses villamos, gravitációs, centrifugális stb. erőhatásokat, erőtereket használják fel szűrésre, szeparálásra. A hidraulika-rendszerben többnyire mágneses szűrőket építenek be, szitaszűrővel kombinálva. A szűrő beömlő nyílása után közvetlenül a mágnesset helyezik el, amely a kopásból származó acélszennyeződést köti meg. Innen viszont a folyadék továbbhaladása csak fém szitaszűrőn keresztül lehetséges, ami a megmaradó, nem mágnesezhető részecskék továbbáramlását akadályozza meg.

# Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

## Tömítések 1.

A nagynyomással üzemelő hidraulika-rendszerek megbízható és jó hatásfokú működése csak a berendezések és csatlakozások pontos illesztésével, tömítésével lehetséges.



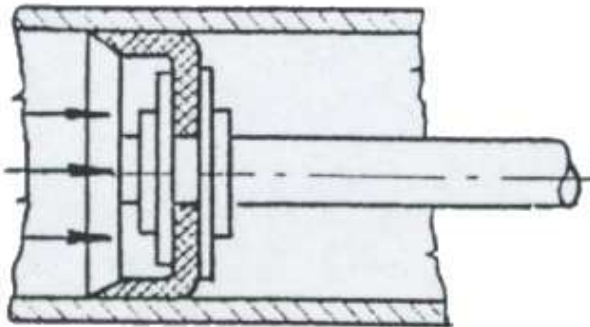
Az alkalmazott tömítések általában:

- karmantyúsak és
- gyűrűsek lehetnek.

**Aerospace Sealing Solutions**

3'28''

Nagy átmérője dugattyúk, dugattyúrudak tömítésére „U” alakú karmantyús tömítést célszerű alkalmazni. Egyirányú tömítés legegyszerűbb kialakítási módja látható az ábrán.



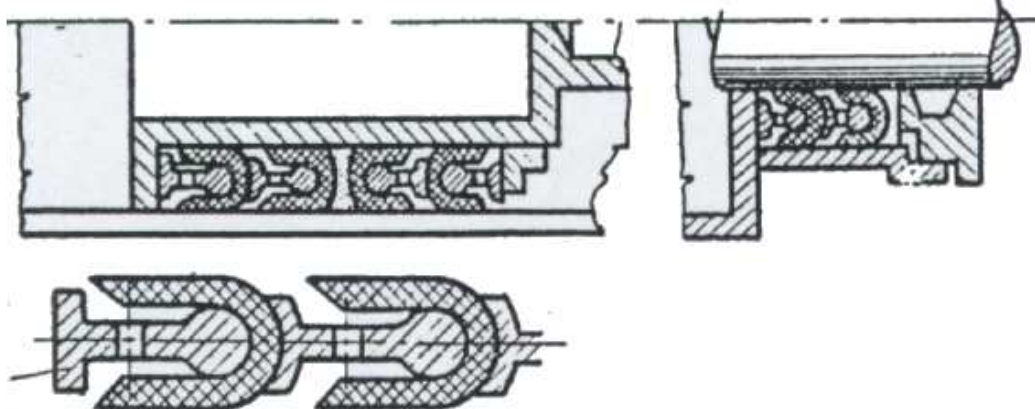
**Shaft Seals**

2'30''

**V prevents pressure trap in hydraulic cylinders**

2'39''

A hőbőrl. műanyagból készült hálékony karmantyú szorosán simul a henger vagy dugattyú felületéhez, ha nyitott a vége az mindig az áramlás irányával szembe mutat. Kétirányú mozgáshoz a gyűrűket az ábrán látható módon rakják össze.

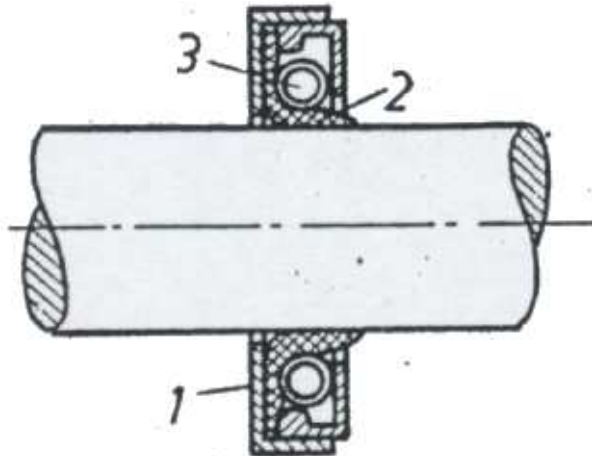


## Hidraulikus rendszer hálózati felépítése

### Tömítések 2.

A tömítés alaktartásának javítására fém feszítőgyűrűt (1)

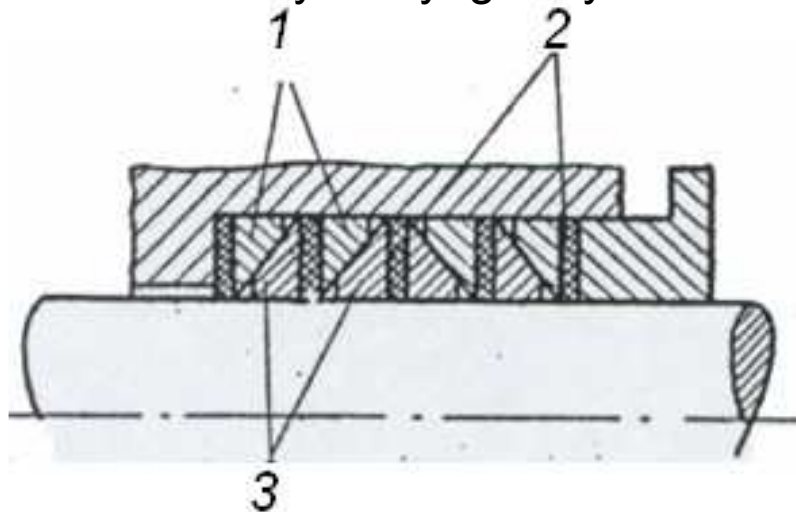
is beépítenek. Forgó tengelyek, dugattyúk tömítése megoldható spirálrugós gumikarmantyúval is. A gyűrűalakba hajtott spirálrugó (3) a házba (1) szerelt gumitömítést (2) a dugattyúrúdhoz szorítja.



Rugóstag folyás



A karmantyú anyaga olyan különlegesen kikészített 3-5 mm vastag bőr, gumírozott szövet, vagy műanyag lehet, amely ellenáll a hidraulika-folyadék vegyi hatásának. Lehetőség szerint egy oldalon legalább két karmantyút helyeznek el.



A 15 mm-nél kisebb dugattyúrúdákat rendszerint csak precíziós megmunkálásuk és illesztésük tömíti.

Gyakran alkalmaznak puhafém gyűrű tömítéseket is, amelyek belső (1) és külső (2) gyűrűkből tevődnek össze.

A gyűrű anyaga 80÷83 %, 13÷14 % ón, 3÷7 % antimon (stibium). Az ilyen összetételű fémtömítés súrlódása kicsi, a gyűrűk közé helyezett bőr alátét (3) rugalmassá teszi kapcsolódásukat.





Köszönöm a figyelmet!