

SZÉCHENYI ISTVÁN FŐISKOLA
Közlekedési és Gépészmérnöki Fakultás
Általános Gépészeti Tanszék

Dr. Iró Béla – Dr. Zsenák Ferenc

ENERGETIKAI GÉPEK

Kézirat

Győr, 2000

Előszó

Az Energetikai gépek című jegyzet a vele azonos megnevezésű tantárgy ismeretanyagának elsajátítását hivatott megkönnyíteni. A jegyzet igazodva a tárgy tematikájához az alábbi négy fejezetből áll:

- Vízgépek
- Légszállítás gépei
- Hőátzármaztatás berendezései
- Gőztermelés berendezései

Az egyes fejezetek tanulmányozásához elengedhetetlen a Hő és áramlástan c. tantárgy keretén belül tanult ismeretek felelevenítése, annak gyakorlati alkalmazása.

A jegyzet lényegében az előadások anyagának kiegészítése a témákhoz kapcsolódó irodalmak tematikához igazodó összefoglalása. Elsősorban a Főiskolai Könyvtárban is megtalálható irodalmakra támaszkodtunk, melyek közül a teljesség igénye nélkül csak néhányat emelünk ki:

- Szebényi Tamás: Általános géptan I,II. Tankönyvkiadó, Bp. 1974
Dr. Barát I.: Energia felhasználói kézikönyv, Bp. 1993
Fáy-Troskolanski-Varga: Szivattyúüzemi kézikönyv, Műszaki Könyvkiadó, Bp. 1978
Pattantyús Á. Géza: A gépek üzemtana, Műszaki Könyvkiadó, Bp. 1983
Dr. Lévai A.: Hőerőművek, Műszaki Könyvkiadó, Bp. 1964
Hütte: A mérnöki tudományok kézikönyve, Springer Hungarian, 1993
Dr. Szentgyörgyi S.: Vegyipari gépek I. Tankönyvkiadó, Bp. 1970
Fűzy O.: Vízgépek, Tankönyvkiadó, Bp. 1970
Dr. Fülöp Z.: Gázturbinák, Műszaki Könyvkiadó, Bp. 1975
Dr. Menyhárt: Az épületgépészet kézikönyve, Műszaki Könyvkiadó, Bp. 1977
Dr. Fáy Cs.: A XXI. Század örvényszivattyúi, keverői és üzemeltetésük, Bp. 1995
stb.

A tananyag feldolgozása során javasoljuk a fenti könyvek lapozgatását is.

Győr, 2000

Tartalomjegyzék

ELŐSZÓ	2
TARTALOMJEGYZÉK	3
1. VÍZGÉPEK	5
1.1 SZIVATTYÚKKAL KAPCSOLATOS ALAPFOGALMAK	5
1.1.1 Szállítómagasság, teljesítmény, határfok	5
1.2 A SZIVATTYÚ ÜZEMI JELLEMZŐI	11
1.2.1 Külső jellemzők	11
1.2.2 Belső jellemzői	11
1.3 SZIVATTYÚTELEP JELLEMZŐI	12
2. SZIVATTYÚTÍPUSOK ÁTTEKINTÉSE, CSOPORTOSÍTÁSA	14
2.1 VOLUMETRIKUS ELVÉN MŰKÖDŐ SZIVATTYÚK CSOPORTOSÍTÁSA	14
2.2 ÁRAMLÁSTECHNIKAI ELVEKEN MŰKÖDŐ SZIVATTYÚK	15
2.3 EGYÉB ELVEKEN MŰKÖDŐ SZIVATTYÚK	16
3. DUGATTYÚS SZIVATTYÚ	18
3.1 A DUGATTYÚS SZIVATTYÚ MŰKÖDÉSI ELVE ÉS FOLYADÉKSZÁLLÍTÁSA	18
3.2 NYOMÁSVISZONYOK A SZIVATTYÚBAN, AZ INDIKÁTORDIAGRAM, A VÍZOSZLOP ELSZAKADÁSA	23
3.3 A SZIVATTYÚ LÉGÜSTJE	35
3.4 DUGATTYÚS SZIVATTYÚ JELLEGGÖRBÉJE, MUNKAPONT	40
3.5 DUGATTYÚS SZIVATTYÚ SZABÁLYOZÁSA	41
3.5.1 Fordulatszám szabályozás	41
3.5.2 Fojtásos szabályozás	42
3.5.3 Megkerülőágas szabályozás	43
4. TURBINASZIVATTYÚK	44
4.1 TURBINASZIVATTYÚK MŰKÖDÉSI ELVE, ELŐNYEI, OSZTÁLYOZÁSA	44
4.2 TURBINASZIVATTYÚK OSZTÁLYOZÁSA	47
4.3 SEBESSÉGI HÁROMSZÖGEK. AZ EULER - FÉLE ALAPEGYENLET	48
4.4 A SZIVATTYÚ JELLEGGÖRBÉI	54
4.5 DIMENZIÓANALÍZIS A CENTRIFUGÁL SZIVATTYÚKNÁL	60
4.5.1 Dimenzió nélküli tényezők. A jellemző fordulatszám	62
4.5.2 A különféle jelleggörbék tulajdonságai	63
4.6 A KAGYLÓDIAGRAM	65
4.7 A MUNKAPONT. A MUNKAPONT STABILITÁSA	66
4.8 A SZIVATTYÚK SORBA KAPCSOLÁSA	68
4.9 A SZIVATTYÚK PÁRHUZAMOS KAPCSOLÁSA	69
4.10 A SZIVATTYÚ SZABÁLYOZÁSA FOJTÁSSAL	71
4.11 A SZIVATTYÚ SZABÁLYOZÁSA FORDULATSZÁM-VÁLTOZATÁSSAL	73
4.12 A SZIVATTYÚ SZABÁLYOZÁSA MEGCSAPOLÁSSAL	74

4.13 A SZIVATTYÚ SZABÁLYOZÁSA MEGKERÜLŐ VEZETÉKKEL. BY-PASS VEZETÉKES SZABÁLYOZÁS	75
4.14 A SZIVATTYÚ LÉPCSŐS SZABÁLYOZÁSA	77
4.15 A KAVITÁCIÓS SZÁM, AZ NPSH. A MEGENGEDHETŐ GEODETIKUS SZÍVÓMAGASSÁG KISZÁMÍTÁSA	78
5. LÉGSZÁLLÍTÁS GÉPEI	82
5.1. A GÁZT SZÁLLÍTÓ GÉPEK CSOPORTOSÍTÁSA	82
5.2. A VENTILÁTOROK	82
5.2.1. Ventilátorok jellemző adatai	83
5.2.2. Különböző típusok jelleggörbéi	87
5.2.3. Ventilátorok szabályozása	89
5.2.3.1 Fojtásos szabályozás	90
5.2.3.2 Fordulatszám szabályozás	90
5.2.3.3 Perdület szabályozás	91
5.2.4 Ventilátorok párhuzamos és soros kapcsolása	92
5.3 A ROOTS-FÚVÓ	95
5.4 KOMPRESSZOROK	99
5.4.1 A dugattyús kompresszor	99
5.4.2 Turbófúvó, turbókompresszorok	106
5.4.3 Gázsűrítőket jellemző számok	108
6. HŐÁTSZÁRMAZTATÁS BERENDEZÉSEI, HŐCSERÉLŐK	110
6.1 FELÜLETI HŐCSERÉLŐK MÉRETEZÉSE, A KÖZEPES HŐMÉRSÉKLETKÜLÖNBSÉG	111
6.2 A HŐTADÓ FELÜLET MEGHATÁROZÁSÁVAL KAPCSOLATOS MEGGONDOLÁSOK	121
6.3 A FELÜLET KITERJESZTÉSE	122
6.4 HŐCSERÉLŐ KÉSZÜLÉKEK	126
6.4.1 Csőköteges hőcserélők	126
6.4.2 Úszófejes hőcserélő	127
6.4.3 Bordáscsöves hőcserélők. Léghűtők	128
6.4.4 Kettőscsöves hőcserélők	129
6.4.5 Csörgedezett hűtők	129
6.4.6 Spirállemezes hőcserélő	129
6.4.7 Lemezes hőcserélők	130
7. GŐZTERMELÉS BERENDEZÉSEI, GŐZKAZÁNOK	131
7.1 ALAPFOGALMAK. A KAZÁN FŐ RÉSZEI ÉS TARTOZÉKAI	131
7.2 TÜZELŐBERENDEZÉSEK	134
7.3 GŐZKAZÁNSZERKEZETEK	137

1. VÍZGÉPEK

1.1 Szivattyúkkal kapcsolatos alapfogalmak

1.1.1 Szállítómagasság, teljesítmény, hatásfok

A vízgépeket két nagy csoportra: szivattyúkra és turbinákra oszthatjuk. A szivattyúk feladata a folyadék energiatartalmának (munkavégző képességének) növelése, amely cél mechanikai munka befektetése árán érhető el, míg a turbinák megfordítva: mechanikai munkává alakítva hasznosítják a víz energiatartalmát. A folyadék szállítása tehát csak energia felhasználásával valósítható meg, ezért a folyadékkal energiát kell közölni. Attól függően, hogy az energiaközlés módja milyen, beszélhetünk

Volumetrikus elven működő és

Áramlástechnikai elven működő gépekről.

Vannak olyan vízszállító berendezések amelyek csak részlegesen tartoznak a fenti két csoportba, így azokkal külön, az egyéb elven működő szivattyúk fejezetben fogunk foglalkozni.

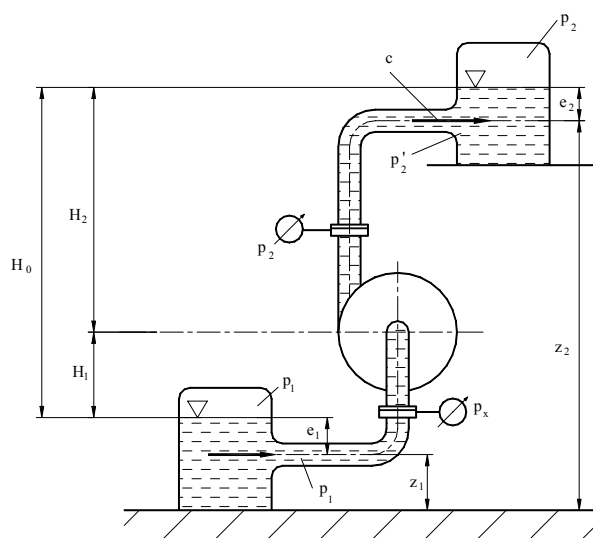
A fenti felosztáson belül a későbbiekben csak a legjelentősebb gépekkel: a volumetrikus elven működő kényszerlökötű dugattyús szivattyúval és az áramlástechnikai elven működő centrifugál- vagy turbinaszivattyúval fogunk részletesen foglalkozni, a többről csak említést teszünk. Mielőtt azonban a dugattyús szivattyúk tárgyalására térnénk, lerögzítjük néhány bármely szivattyúra érvényes alapelvet.

Az 1. ábra egy szivattyú berendezés elrendezését szemlélteti. A szivattyú az alsó edényből folyadékot szállít a felsőbe, miközben általában a folyadék nyomása és sebessége is megváltozik. A berendezésnek a folyadék energiatartalmára gyakorolt hatását vizsgálva a Bernoulli-egyenletet a szívócső belépő és a nyomócső kilépő keresztmetszete közt írjuk fel, mivel a szívó- és nyomócső szervesen a berendezéshez tartozik. Közvetlenül a szívócső belépő keresztmetszete előtt legyen a sebesség c_1 , a nyomás p_1 és a statikus magasság z_1 (alapvonalnak a Föld felszínét választjuk), közvetlenül a nyomócső kilépő keresztmetszete után pedig rendre c_2 , p_2 és z_2 (lásd 1. ábra).

A Bernoulli-egyenlet:

$$z_1 + \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} = z_2 + \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + (h'_{sz} + h'_{ny})$$

alakú lenne, ha a folyadék munkavégző-képességét a két keresztmetszet közt nem növeltük volna szivattyúval, így azonban az egyenlőség nem igaz.



1.ábra

Szivattyú elrendezési rajza

(A jobb oldalon h_{sz} a szívócső, h_{ny} a nyomócső egyenes szakaszok és idomdarabok ellenállásából összetevődő veszteség magassága.) Amennyivel növekedett ugyanis a szivattyúnkban a folyadék súlyegységének energiataralma, a jobb oldal éppen annyival nagyobb a bal oldalnál. Ezt a többletet a szivattyú által a folyadék súlyegységének átadott energiát a szivattyú manometrikus szállítómagasságának nevezzük, és H_m vagy H betűvel jelöljük. A manometrikus szállítómagasság fogalmának bevezetésével a Bernoulli-egyenlet, ha a csővezeték 1 és 2 keresztmetszete közt szivattyú van beépítve, a következőképpen módosul:

$$H + \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = z_2 + \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + (h'_{sz} + h'_{ny})$$

Ebből a manometrikus szállítómagasság:

$$H = z_2 - z_1 + \frac{p_2}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g} + (h'_{sz} + h'_{ny}) + \frac{c_2^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g}$$

$$p_1' = p_1 + e_1 \rho g$$

$$p_2' = p_2 + e_2 \rho g$$

helyettesítéssel (ahol p_1 az alsó tartály, p_2 a felső tartály víztere fölött uralkodó nyomás):

$$H = z_2 - z_1 + \frac{p_2}{\rho g} + e_2 - \frac{p_1}{\rho g} - e_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + (h'_{sz} + h'_{ny})$$

amiből a folyadékszintek

$$H_0 = z_2 + e_2 - (z_1 + e_1)$$

magasságkülönbségének helyettesítésével (lásd 1.ábra)

$$H = H_0 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + (h'_{sz} + h'_{ny})$$

a manometrikus szállítomagasság.

A képletből világosan kitűnik, hogy a manometrikus szállítomagasság egyrészt fedezi a szívócső és nyomócső veszteségmagasságát, másrészt a szivattyú feladatától függően a folyadék helyzeti, nyomási (potenciális) vagy kinetikus energiáját növeli. Ventilátoroknál cél lehet ugyan a sebességi energia fokozása, szivattyúknál a lendület

kilépési veszteségnek minősül. A $h'_k = \frac{c_2^2}{2g}$ kilépési veszteség és a $(h'_{sz} + h'_{ny})$ tag összege

a csővezeték $h' = \frac{c^2}{2 \cdot g} \cdot \left(1 + \lambda \cdot \frac{1}{d} + \sum_{i=1}^n \xi_i \right)$ (m) alapján számítható teljes

vesztésmagassága (h'):

$$h' = h'_{sz} + h'_{ny} + h'_k$$

Figyelembe véve továbbá, hogy az alsó kamra és a szívócső csatlakozásánál átfolyás történik, $c_1 \cong 0$ értékkel vehető számításba így a manometrikus szállítomagasság szivattyúkra használatos alakja a következő:

$$H = H_0 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + h'$$

A képlet első két tagjának összegét statikus szállítomagasságnak (H_{sz}) szokták nevezni:

$$H_{sz} = H_0 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g}$$

Egyenletünk a veszteségmagasság kiegyenlítésén felül a folyadék helyzeti energiájának és potenciális munkaképességének nagyobbodását feltételezi. Szélső esetben a magasságnövekedés vagy nyomásmagasságnövekedés zérus is lehet. Például kazán-tápszivattyúnál vagy Bosch-féle olajszivattyúnál a

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho g}$$

tag mellett a nagyságrendekkel kisebb H_0 bátran elhanyagolható. Ilyenkor tehát a szükséges manometrikus szállítomagasság:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + h'$$

a szivattyú feladata ez esetben a nyomásfokozás

$$H_{sz} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g}$$

Éppen ellenkező esetet szemléltet a 2.ábra. Most a szívó és nyomótér folyadékszintje felett uralkodó nyomás megegyezik:

$$p_1 = p_2 = p_0$$

vagyis

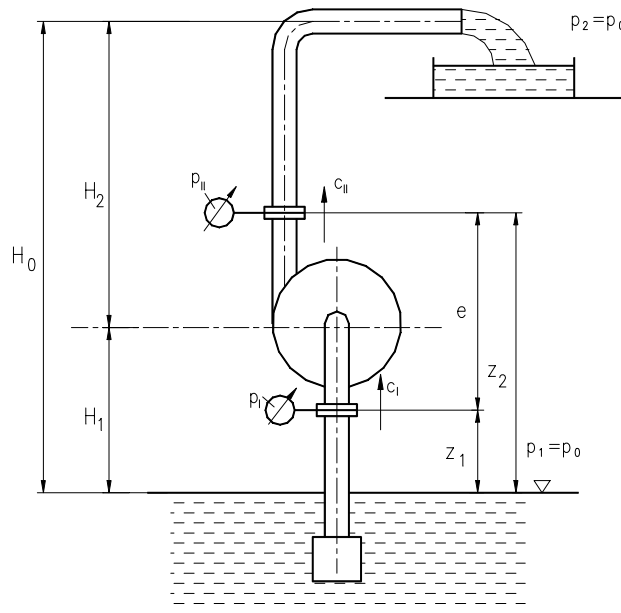
$$0 = \frac{p_2 - p_1}{\rho g}$$

Ilyen esetekben a manometrikus szállítomagasság tehát a következőképpen egyszerűsödik:

$$H = H_0 + h'$$

Ez esetben szivattyú feladata: magasabb szintre emelni a folyadékot.

$$H_{sz} = H_0$$



2.ábra

Emelőszivattyú

A gyakorlatban ez a legsűrűbben előforduló szivattyúfajta.

Most a manometrikus szállítómagasság meghatározása céljából a Bernoulli - egyenletet a szívócsonk belépő és a nyomócsonk kilépő keresztmetszete között írjuk fel. Szívócsonknak a szivattyú szívócsőhöz, nyomócsonknak a szivattyú nyomócsőhöz csatlakozó csőtoldatát nevezzük. Legyen a folyadéknak a 2.ábra jelölése szerint a szívócsonk belépő keresztmetszetében z_1 geodétikus magassága, c_1 sebessége p_1 nyomása a nyomócsonk kilépő keresztmetszetében pedig rendre z_{II} magassága, c_{II} sebessége és p_{II} nyomása. Az egyenlet felírásánál azonnal tekintetbe vesszük, hogy a folyadék H (m) energiatöbblettel hagyja el a szivattyút. Ezek szerint:

$$H + z_1 + \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} = z_{II} + \frac{c_{II}^2}{2g} + \frac{p_{II}}{\rho g}$$

Most hiba lenne a jobb oldalhoz h veszteségmagasságot hozzáadni, mivel a szivattyúban kétségtelenül keletkezett veszteségek H értékéből eleve levonódtak.

A manometrikus szállítómagasság:

$$H = z_{II} - z_1 + \frac{c_{II}^2 - c_1^2}{2g} + \frac{p_{II} - p_1}{\rho g}$$

Az esetek túlnyomó többségében a csőátmérők azonos mérete folytán $c_{II}=c_1$ és így

$$c_{II}^2 - c_1^2 = 0$$

Legtöbbször az $e=z_{II}-z_I$ magasságkülönbség is elhanyagolható a nagy $\frac{P_{II}-P_I}{\rho g}$ tag mellett, tehát

$$H = \frac{P_{II}-P_I}{\rho g} + e \cong \frac{P_{II}-P_I}{\rho g}$$

A manometrikus szállítómagasság ez szerint manométerrel könnyen mérhető: elnevezése is innen származik.

A fenti képlet általános érvénnyel bír, mert levezetésekor a berendezés jellegére semmiféle kikötést nem tettünk.

A szivattyú hasznos teljesítménye (P) az elvégzett munka alapján számítható. Az elemi dt idő alatt szállított folyadék térfogata:

$$dV = Vdt(m^3); \text{ s\u00falya pedig } dG=dV \rho g = Vg\rho dt \text{ (N)}$$

A szivattyú dG súly\u00fa folyad\u00e9kkal annyi energi\u00e1t k\u00f6z\u00f6l, mintha a manometrikus szállítómagass\u00e1gnak megfelel\u00f6 H (m) magass\u00e1gba emeln\u00e9, vagyis az elv\u00e9gzett elemi munka:

$$dW = HdG = Vg\rho Hdt \text{ (Nm)}$$

amib\u00f6l a hasznos teljes\u00edtm\u00e9ny szerint:

$$P(W) = \frac{dW}{dt} = Vg\rho H \text{ (W)}$$

a szivatty\u00fa hasznos teljes\u00edtm\u00e9nye.

$$P(W) = V \left(\frac{m^3}{s} \right) \rho \left(\frac{kg}{m^3} \right) g \left(\frac{m}{s^2} \right) H(m)$$

A hasznos teljes\u00edtm\u00e9ny mindig kisebb a bevezetett teljes\u00edtm\u00e9nyn\u00e9l, hiszen ut\u00f3bbi a vesztes\u00e9gteljes\u00edtm\u00e9nyt is mag\u00e1ba foglalja. A cs\u00f3vezet\u00e9k vesztes\u00e9gmagass\u00e1ga f\u00fcggetlen a szivatty\u00fa j\u00f3s\u00e1g\u00e1t\u00f3l, ez\u00e9rt indokolt h lek\u00fcdz\u00e9s\u00e9t a szivatty\u00fa szempontj\u00e1b\u00f3l hasznosnak min\u00f3s\u00edteni. (2-ben: $H=H_{sz}+h$). A szivatty\u00fa bels\u00f6 vesztes\u00e9gei miatt azonban a motoroknak a hasznosn\u00e1l mindig nagyobb, az un. bevezetett teljes\u00edtm\u00e9nyt kell szolgáltatnia. A hasznos \u00e9s bevezetett teljes\u00edtm\u00e9ny (P_b) k\u00f6z\u00f6tt a szivatty\u00fa hatásfoka (η) teremt kapcsolatot, \u00e9s pedig

$$\eta = \frac{P}{P_b}$$

amib\u00f6l

$$P_b = \frac{P}{\eta} = \frac{Vg\rho H}{\eta} \text{ (W)}$$

A szivatty\u00fa \u00f6sszhat\u00e1sfoka (η) a vesztes\u00e9gek természete szerint h\u00e1rom t\u00e9nyez\u00f6re bonthat\u00f3. A hidraulikai hatásfok (η_h) azt fejezi ki, hogy a g\u00e9p bels\u00f6 hidraulikai (\u00e1raml\u00e1si) vesztes\u00e9gei miatt a folyad\u00e9k s\u00falyegys\u00e9g\u00e9vel nagyobb energi\u00e1t kell k\u00f6z\u00f6ln\u00fcnk, mint amekkora a g\u00e9p \u00e1ltal szolgáltatott manometrikus szállítómagass\u00e1g. Ez a val\u00f3j\u00e1ban k\u00f6z\u00f6lt nagyobb energia az un. elm\u00e9leti szállítómagass\u00e1g (H_e). Az elnevez\u00e9s arra utal, hogy hidraulikai vesztes\u00e9gek n\u00e9lk\u00fcl mekkora lenne a szivatty\u00fa (manometrikus) szállítómagass\u00e1ga. A hidraulikai hatásfok:

$$\eta_h = \frac{H}{H_e}$$

A veszteségek másik csoportja a szivattyú tökéletlen tömitéseiből származó ún. volumetrikus veszteség. A gép ugyanis a szállított V vízmennyiségnél nagyobb V_e elméleti vízmennyiséggel közöl H_e energiát súlyegységenként, azonban az elméleti vízmennyiség egy része a tömitéseken át elfolyik, ill. a járókerék és a ház résein keresztül visszafolyik a gép belsejébe, így a nyomócsőbe már csak a szállított V vízmennyiség kerül. A szállított és az elméleti vízmennyiség hányadosa a volumetrikus hatásfok (η_v):

$$\eta_v = \frac{V}{V_e}$$

Tökéletes tömitésekkel rendelkező gép V_e folyadékmennyiséget szállítana.

Az eddig elmondottakat grafikusan szemlélteti a 3.ábra. Végül a bevezetett teljesítmény (a motor leadott teljesítménye) fedezi ezeken felül a rendszer mechanikai (súrlódási) veszteségeit is. Legyen a mechanikai (súrlódási) veszteségteljesítmény P_m , akkor a mechanikai hatásfok:

$$\eta_m = \frac{P_b - P_m}{P_b}$$

vagyis a mechanikai szempontból hasznos teljesítmény és bevezetett teljesítmény hányadosa.

Az előzőekben definiált bevezetett teljesítmény most már okoskodással a következőképpen állítható elő: a bevezetett teljesítmény akkora legyen, hogy \dot{V}_e folyadékmennyiséggel H_e energiát tudjon közölni, azonkívül fedezze a mechanikai veszteségteljesítményt.

Képletszerűen:

$$P_b = V_e H P_m \rho g$$

A $\eta_m = \frac{P_b - P_m}{P_b}$ kifejezésből $P_m = P_b(1 - \eta_m)$

továbbá

$$V_e = \frac{V}{\eta_v}$$

$$\text{és} \quad H_e = \frac{H}{\eta_h}$$

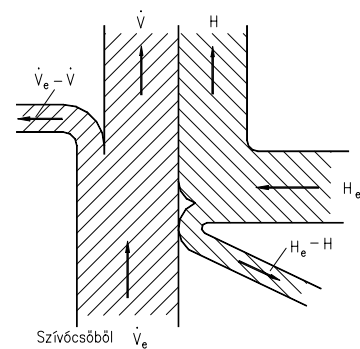
$$\text{helyettesítésekkel: } P_b = \frac{V \rho g H}{\eta_h \eta_v} + P_m = \frac{V \rho g H}{\eta_h \eta_v} + P_b - \eta_m P_b$$

amiből egyszerűsítés és rendezés után:

$$P_b = \frac{V \rho g H}{\eta_h \eta_v \eta_m} = \frac{V \rho g H}{\eta_\sigma}$$

azaz világosan kitűnik, hogy a szivattyú hatásfoka ($\eta_\sigma = \eta$ jelöléssel) a részhatásfokok: a hidraulikai, volumetrikus és mechanikai hatásfok szorzatával egyenlő:

$$\eta = \eta_h \eta_v \eta_m$$



3.ábra

Hidraulikus és volumetrikus veszteségek

1.2 A szivattyú üzemi jellemzői

A szivattyú üzemi jellemzői mindazok az adatok és összefüggések, amelyek a szivattyú üzemi tulajdonságait tükrözik. A szivattyú önmagában elszigetelten soha nem fordul elő, hanem mindig hajtógéppel, csővezetékkel, csőelzáró szerkezetekkel van egybeépítve. Különböző folyadékokat szállíthat. Ezek a külső jellemzők. A szivattyú hidraulikus kialakítása, szerkezeti anyagai, felépítése is befolyásolja az üzemelést ezek a belső jellemzők. Szűkebb értelemben az energetikai jellemzőket, ill. ezek összetartozó értékeit: a jelleggörbéket nevezzük üzemi jellemzőnek.

1.2.1 Külső jellemzők

a. A szállított folyadék jellemzői:

Vegyisajellemzők: a kémiai összetétel, az oldat töménysége, lúgos vagy savas jellege (pH-értéke), keménysége szennyezettsége, korróziós hatása.

Biológiasajellemzők: mérgező, sugárzó, az embert veszélyeztető tulajdonságok (pl.: fertőzőség stb.)

Fizikaisajellemzők: a folyadék hőfoka, fajsúlya, viszkozitása, kapilláris tulajdonsága, rugalmassági tényezője, telített gőzének nyomása, szennyezettsége (gázbuborékokkal, vagy szilárd részecskékkel), szennyezettségtől való szétválási hajlama, mechanikai koptató hatása, illanó vagy gyúlékony volta.

b. A beépített szivattyú (szivattyútelep) jellemzői:

tengerszint feletti magassága

a szívócső és szerelvényeinek elrendezése, méretei, a statikus szívómagasság

a nyomócső és szerelvényeinek elrendezése, méretei, a statikus nyomómagasság

az alvízszint helyzete ingadozása és a szivattyú első járókerekének elhelyezkedése

a rendelkezésre álló hajtóenergia és a hajtómotor jelleggörbéi indítási jellemzői

1.2.2 Belső jellemzői

a. energetikai jellemzők:

folyadékszállítás (az időegységben szállított folyadéktérfogat)

manometrikus szívómagasság

szívóképesség

manometrikus nyomómagasság

szállítomagasság

teljesítményfelvétel a szivattyú tengelyén

fordulatszám

hatásfok (a szivattyú, a hajtógép, esetleg gépcsoport hatásfoka.)

b. szerkezeti jellemzők

A működési elv:

a hidraulikus kialakítás és jellemző fordulatszám;

a folyadékkal érintkező alkatrészek és a főbb alkatrészek szerkezeti anyaga;

a szívó- és nyomócsonk helyzete;
a tengely elrendezése: vízszintes, függőleges, ferde. Száraz, nedves (nyomócsőben vezetett) tengely;
a tengely forgásiránya;
a tömítés módja, tömszelence kiképzése;
a csapágyazás módja és kenése;
a kopásnak kitett tartalék alkatrészek;
a szivattyú hajtásának módja (szíjhajtás, tengelykapcsolóval, hajtóművel hajtva, hajtómotorral egybeépítve, tengelycsonkhoz peremezve stb.)
a felhasználási terület igényei szerinti különleges szerkezeti megoldások.

1.3 Szivattyútelep jellemzői

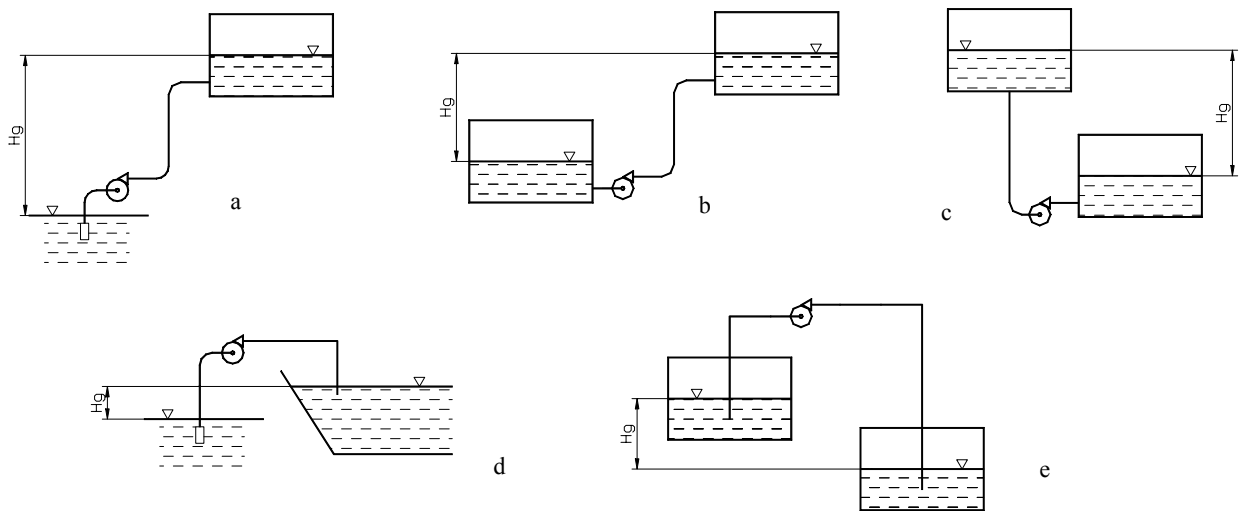
A légköri nyomásmagasság $B = \frac{p_0}{\rho g}$, ahol p_0 a légköri nyomás Pa-ban, ρ a folyadék sűrűsége kg/m^3 -ben. B szokásos értéke $p_0=10^5$ Pa normál nyomással és $\rho=10^3$ kg/m^3 vízsűrűségnél:

$$B = \frac{10^5}{10^3 \cdot 9,81} \cong 10m$$

Mivel a B légköri (vagy mivel barométerrel mérjük: barometrikus) nyomásmagasság a tengerszint feletti magasság H_T növekedésével csökken:

H_T (m)	0	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500
B (m)	10,3	9,7	9,2	8,6	8,1	7,5	7,1	6,5
B (H_g mm)	760	715	675	635	597	532	528	480

1. táblázat



4. ábra
A szivattyú telepítések

minél magasabban van a szivattyú telepítve, annál kisebb statikus szívómagasságnál tudja a vizet felszívni (1. táblázat). A magas helyen telepített belsőégésű motorok teljesítménye is csökken. Belsőégésű motorral hajtott szivattyúnál ezt is figyelembe kell venni. A légköri nyomás időjárás miatti ingadozásai elhanyagolhatók.

H_{sg} (m) statikus szívómagasság, vagy geodetikus szívómagasság a szivattyú szívócsonkján levő csatlakozó karima középpontja és a szívótér folyadékszintje között mért magasságkülönbség. A szívómagasság pozitív, ha a vízszint a szivattyú alatt van, negatív, ha felette, vagyis, ha hozzáfolyás van.

H_{ng} (m) statikus szívómagasság, vagy geodetikus nyomómagasság a szivattyú nyomócsonk középpontja és a felvítükör közti magasságkülönbség.

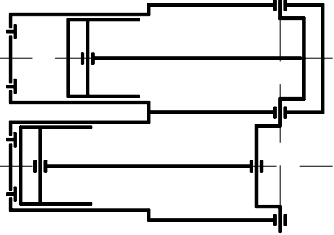
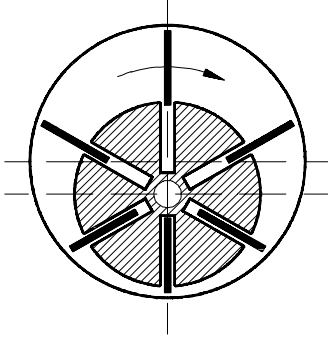
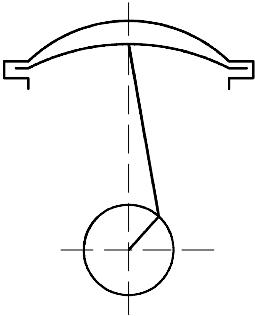
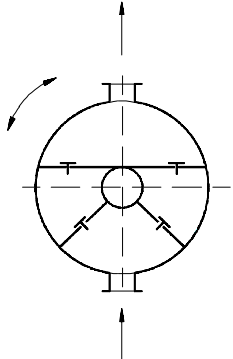
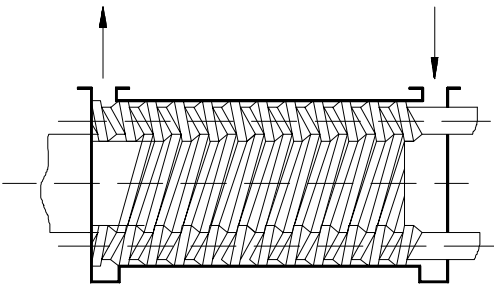
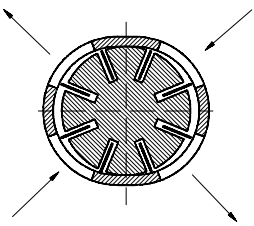
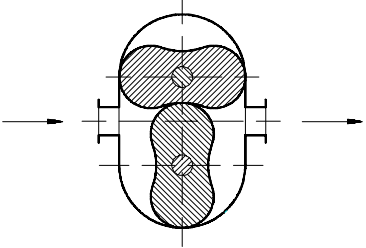
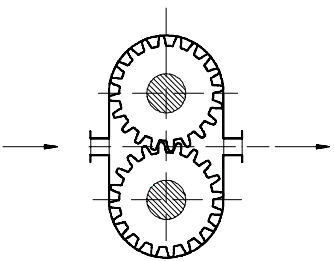
H_g (m) geodetikus szállítómagasság a szívóoldali és nyomóoldali vízszint közt mérhető magasságkülönbség. $H_g = H_{ng} + H_{sg} + H_o$ (hozzáfolyás esetén H_{sg} negatív és H_{ng} -ből levonjuk). A geodetikus szállítómagasság alapján a 4. ábra szerinti elrendezésekben lehet a szivattyút telepíteni. Ezek az alábbiak:

- a.) szívó-nyomó
- b.) nyomó, átnyomó
- c.) gyorsító (gravitációs átömlést segítő)
- d.) átemelő
- e.) szifonos elrendezésű

2. Szivattyútípusok áttekintése, csoportosítása

2.1 Volumetrikus elvén működő szivattyúk csoportosítása

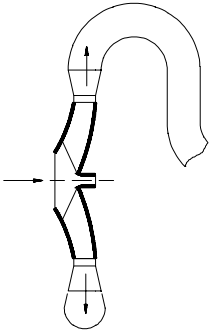
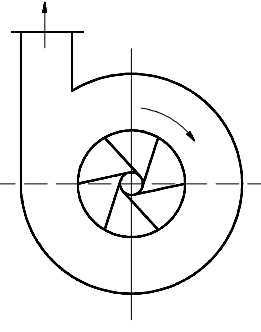
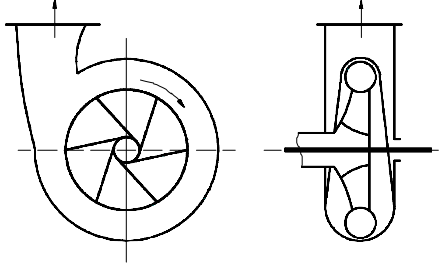
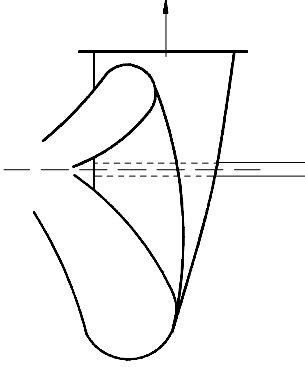
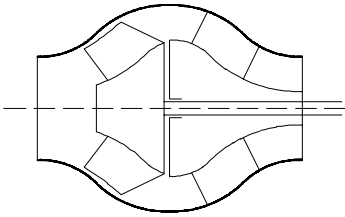
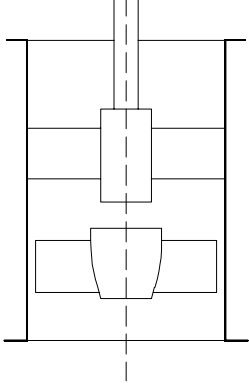
Működésük: a térfogat kiszorításon alapul, mely lényege, hogy a körülhatárolt mozgó szerv váltakozva növekvő és csökkenő teret létesít, aminek következtében a szállított folyadék oda beszívódik, majd kiszorul. A térfogat kiszorítás elvén működő szivattyúkat a kiszorítóelem mozgása szerint csoportosíthatjuk.

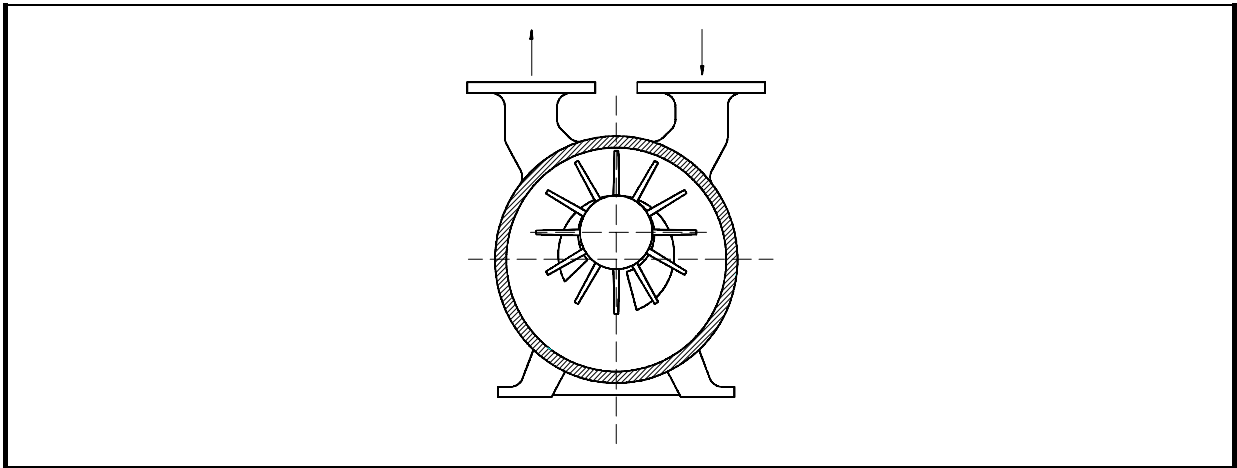
Egyenes vonalú lengő		
dugattyús		membrános
soros elrendezésű	radiális elrendezésű	forgattyús hajtóművel mozgatott
		
Forgó-lengő		Forgó
Szárnyszivattyú		tengelyirányú csavarszivattyúk háromorsós, főorsóval és két tömítőorsóval
		
Forgó		
kerület irányába szállító szivattyúk		
Egy forgórészes, repülőlapátos	kétforgórészes kétfogú fogaskerekes	fogaskerékszivattyú
		

5. ábra

2.2 Áramlástechnikai elveken működő szivattyúk

Az energiaátalakulás egy vagy több lapáttal ellátott forgó csatornában ill. kerékben az ún. járókerékben megy végbe. Mivel a folyadék a lapátok közötti, folyadékkal megtöltött terekből forgás közben örvényszerűen távozik, ezért nevezik ezeket a szivattyúkat örvényszivattyúknak. A szivattyú a Bernoulli egyenlet energia megmaradásának elve alapján működik.

Örvényszivattyúk		
gyűrű alakú radiális vezetőlapáttal	állandó keresztmetszetű gyűjtőtérrel	bővülő keresztmetszetű spirálházzal
		
Bővülő keresztmetszetű térbeli elrendezésű spirálházzal	térbeli vezetőkészülékkel	tengely irányú vezetőkészülékkel
		
Csatornás szivattyú		



6. ábra

2.3 Egyéb elveken működő szivattyúk

Sugárszivattyú	Mamutszivattyú	Vízemelő kos

7. ábra

Sugárszivattyú: A szivattyú ún. keverőterébe, amelyhez a szivattyú szívócsöve csatlakozik, egy fűvókán át nagy sebességű közeg áramlik be, magával ragadva a környezetben lévő folyadékot. A keverőtérhez csatlakozó bővülő toldatban (diffúzorban) a sebesség nyomássá alakul át. A szivattyúzáshoz szükséges energiát biztosító közeg szerint vannak: gőzsugárszivattyúk (mozdony kazántápszivattyúk), ezeket lökettűnek is nevezik, vízsugárszivattyúk (mélyszívófejek) és légszivattyúk.

Mamutszivattyú: a kút vízszintje alá nyúló szállítócsőbe külön csövön át levegőt vagy gázt adagol, ahol folyadék-gáz keverék keletkezik. Az így keletkezett kisebb fajtsúlyú folyadékot a fajtsúlykülönbséggel arányos felhajtóerő felemeli.

A fenti ábra jelölése alapján a szivattyú szállítómagassága a hidrosztatika alaptörvénye alapján határozható meg az alábbiak szerint:

$\rho_k g dh = dp$, melyben a keverék sűrűsége:

$$\rho_k = \rho_{ko} \frac{p}{p_o}, \text{ ahol}$$

$$\rho_{ko} = \frac{\rho_v \dot{V}_v + \rho_{go} \dot{V}_{go}}{\dot{V}_v + \dot{V}_{go}}, \text{ mivel a gáz légköri állapotra vonatkoztatott sűrűsége}$$

$$\rho_{go} = \frac{p_o}{RT_v}$$

Behelyettesítve a hidrosztatika alapegyenletébe

$$dp = \frac{p}{p_o} \rho_{ko} g dh \text{ differenciálegyenlethez jutunk.}$$

A változók szétválasztása után az integrálást elvégezve kapjuk a keverékoszlop magasságát.

$$h_k = \frac{p_o}{\rho_{ko} g} \ln \frac{p_1}{p_o}$$

mivel az emelőmagasság $H = h_k - h_B$, a mamutszivattyú szállítómagassága:

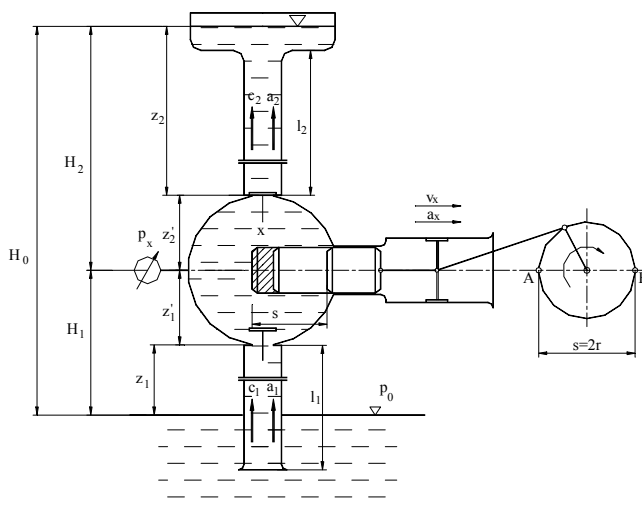
$$H = \frac{p_o}{\rho_{ko} g} \ln \frac{p_1}{p_o} - h_B$$

Vízemelő kos: A szivattyúba a hozzáfolyócsövön át kisebb (H_1) eséssel beáramló Q_1 mennyiségű folyadék a cső végén elhelyezett szelepet becsapja maga előtt. A keletkezett nyomásnövekedés kinyitja a nyomószelepet, és H_2 magasabb szintre szállít Q_2 folyadékot. A folyadékszállítás a nyomócsőben addig tart, míg a nyomómagasságnak megfelelő vízoszlop a folyadékáram mozgási energiáját fel nem emészt. Ezután a nyomószelep záródik, tehát a nyomás esik, ami a rugalmas folyadéktömegben lengést indít meg. Az első negatív kilengéskor az ún. indítószelep kinyílik, és a folyamat megismétlődik. Csak ott használható, ahol a víznek bizonyos mértékű esése van.

3. Dugattyús szivattyú

3.1 A dugattyús szivattyú működési elve és folyadékszállítása

A 8. ábrán egyszeres működésű dugattyús szivattyú elrendezése látható. A gömb alakú hengerben bűvárdugattyú végez ide-oda lengő mozgást. A dugattyú keresztfejhez csatlakozik, mely a forgattyús hajtómű körmozgását egyenes vonalú lengő mozgássá alakítja. A rajzolt forgásiránynál a dugattyú most a bal oldali A holtponttól a jobb oldali B holtpont felé halad. Legyen a dugattyú felülete A (m^2) és az A holtponttól megtett út x (m), akkor zárt szelepek mellett a vízzel telt hengerben elméletileg $A \cdot x$ (m^3) térfogatnyi, $p=0$ abszolút nyomású légtüres tér keletkezne. Gyakorlatilag azonban ez sohasem következik be, mert a folyadék hőmérsékletéhez tartozó telített gőz nyomásán ($p_g > 0$) a víz felforr, és a folytonossági hiányt gőzzel kitölti, vagyis kavitációs jelenség lép fel. A kavitáció természetesen dugattyús szivattyú esetén is káros, feltétlenül kerülendő jelenség; amennyiben mégis bekövetkezik, az a H_1 szívómagasság elhibázott felvételére vezethető vissza. Megfelelő szívómagasság és önműködő szívószelep alkalmazása esetén ugyanis a szelepre alulról ható nyomás még p_g elérése előtt nagyobbá válik a felülről ránehezedő nyomásnál, mire a szívószelep kinyit, és a szívócsövön keresztül folyadék áramlik a hengerbe. A folyamatot hidrosztatikus szemlélettel úgy értelmezhetjük, hogy a p_0 légköri nyomás a vízoszlopot a $p_x < p_0$ abszolút nyomású hengertér belsejébe nyomja. Helyes elrendezés mellett közben mindig $p_x > p_g$ marad, így a hengerben kavitációtól nem kell tartanunk.



8. ábra

Egyszeres működésű dugattyús szivattyú

Míg a forgattyúcsap A-ból B-be jut, a dugattyú a forgattyúkör átmérőjével egyenlő $s=2\cdot r$ lökethosszat teszi meg, miközben a hengerbe $A\cdot s$ (m^3) térfogatú folyadék kerül. Mivel a dugattyú a folyadékot minegy felszívja, ezt ez ütemet szívóütemnek nevezzük. Szívóütem alatt a nyomószelepre nehezedő víztömeg súlya a nyomószelepet zárva tartja. A dugattyú haladási irányának megváltozásával (B holtpont) megkezdődik a nyomóütem. A búvárdugattyú a vízzel telt hengerbe hatolva hirtelen nyomásemelkedést okoz, a szívószelepet szelepülékéhez szorítja, a nyomószelepet nyitja és az imént felszívott $A\cdot s$ (m^3) folyadéktérfogatot a nyomócsövön keresztül H_1 magasságba, az un. nyomómagasság szintjére kényszeríti.

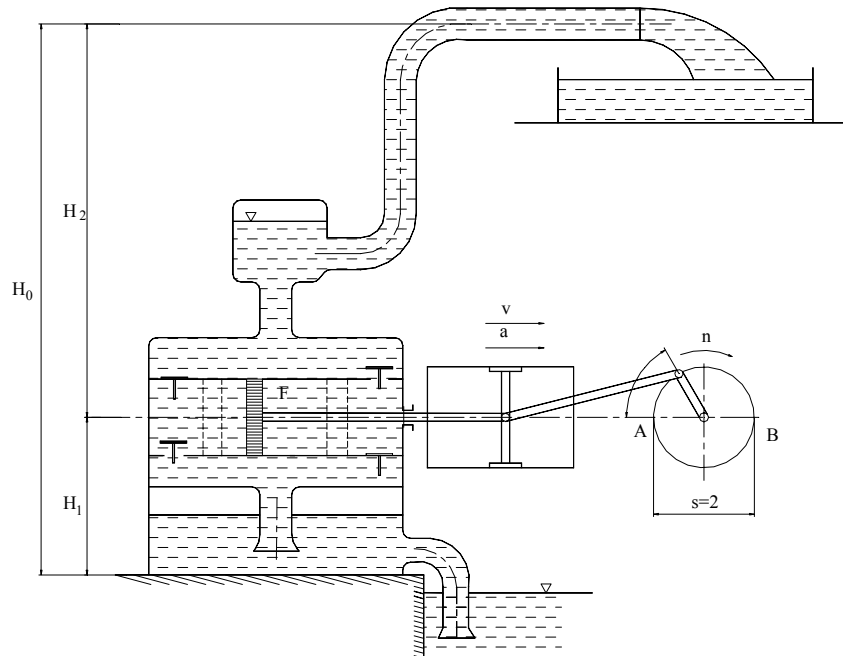
Nyitáskor a szelepre alulról ható nyomásnak nagyobbak kell lennie a felülről ránehezedő nyomásnál.

A nyomóütem B-től A-ig tart, majd újra szívóütem következik. Az ütemek egymás után periodikusan ismétlődnek.

Az elmondottakból látható, hogy a szivattyú vízszállítása egyenetlen (hiszen pl. szívóütem alatt a felső tartályba szállított vízmennyiség zérus). A vízszállítás egyenletesebbé tételére kettős működésű dugattyús szivattyút szoktak alkalmazni (9.ábra).

A kettős működésű dugattyús szivattyú működése megegyezik az egyszeres működésű dugattyús szivattyúéval. A két változat között mindössze annyi különbség található, hogy most a dugattyú által két részre osztott henger (I. és II.) mindkét fele rendelkezik szívó és nyomószeleppel, s mind I, mind II önálló egyszeres működésű szivattyúként közös nyomócsőbe dolgozik. Az ütemek sorrendje a két részben éppen fordított. A rajzolt helyzetben pl. az I. hengerfélben szívóütem, a II. hengerfélben nyomóütem játszódik le. Ez a megoldás egyrészt egyenletesebbé teszi, másrészt megduplázza a vízszállítást. A 9.ábrán rajzolt szivattyú szívó- és nyomólégüsttel is rendelkezik. A légüstök feladata többek között az áramlás ingadozásainak további csökkentése.

A szivattyú átlagos vízszállítása a következőképpen határozható meg: egy körülfordulás alatt a dugattyú $i\cdot A\cdot s$ (m^3) folyadékot szorít a nyomócsőbe, ahol i az un. működési szám, melynek értéke $i=1$ egyszeres és $i=2$ kétszeres működésű szivattyúra nézve. Ha a forgattyús hajtómű fordulatszáma n (1/min), akkor az egy perc alatt szállított víztérfogat: $i\cdot A\cdot s\cdot n$ (m^3/min), az egy másodperc alatt szállított víztérfogat pedig, vagyis a szivattyú elméleti vízmennyisége



9. ábra

Kettős működésű duattyús szivattyú

$$V_e = i \frac{A s n}{60} \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

A valóságos vízmennyiség a volumetrikus veszteségek miatt ennél kisebb, még hozzá az összefüggés szerint:

$$V = \eta_v V_e = i \eta_v \frac{A s n}{60} \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

a dugattyús szivattyú átlagos vízszállítása.

Az összefüggés az átlagos vízmennyiséget helyesen szolgáltatja, de nem ad pontos képet a vízszállítás időbeni megoszlásáról. A vízmennyiség pillanatnyi értéke (\dot{V}_x) ugyanis a dugattyú pillanatnyi sebességétől függ, mivel a kontinuitás tételének értelmében a vízmennyiség felület és a sebesség szorzata. Bár a dugattyú A felülete állandó, v_x sebessége állandóan változik a forgattyús hajtómű mozgástörvényei szerint. A pillanatnyi vízmennyiség:

$$\dot{V}_x = A v_x \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

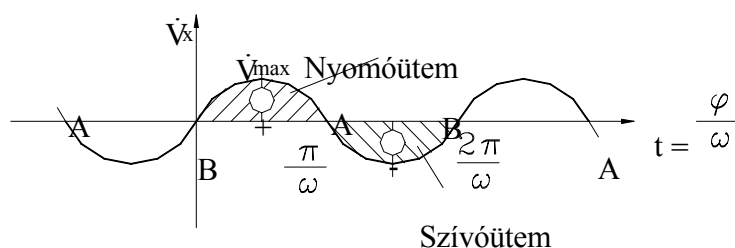
mivel az "A" irányú sebesség komponens:

$$v_x = r \omega \sin \omega t$$

így a pillanatnyi térfogatáram:

$$V_x = A r \omega \sin \omega t$$

A valóságos vízszállítás tehát az időben szinuszosan változik, mert adott esetben A , r és ω állandó mennyiségek. A 10. ábrán egyszeres működésű dugattyús szivattyú vízmennyiségének alakulását ábrázoltuk az idő függvényében. A vízszintes tengelyre a $\varphi = \omega \cdot t$ képletből $t = \varphi / \omega$ került (a teljes körülforduláshoz tartozó szög: $\varphi = 2 \cdot \pi$, és a teljes körülfordulás ideje $2 \cdot \pi / \omega$), a függőleges tengelyre a V_x pillanatnyi vízmennyiség került. A $V_x = f(t)$ görbe az A és B holtpontokban metszi a t tengelyt. Amennyiben az időt a nyomóütem elején kezdjük mérni, a nyomóütemnek a szinuszgörbe B -től A -ig tartó pozitív félhulláma, a szívóütemnek az A -tól B -ig tartó negatív félhullám felel meg. Mivel a tengelyeken levő mértékegységek szorzata térfogatnak adódik ($\text{m}^3/\text{s} \cdot \text{s} = \text{m}^3$), koordináta-rendszerünkben a terület térfogatot jelent. Ebben az értelmezésben a pozitív félhullám alatti terület a nyomóütemben nyomócsőbe kényszerített folyadéktérfogattal, a negatív félhullám területe a szívóütem alatt beszívott folyadéktérfogattal egyenlő. A két félhullám területe természetesen azonos nagyságú, mégpedig $V = A \cdot s$ (m^3), ahol a dugattyú A (m^2) felületének és a löket s (m) hosszának $A \cdot s$ (m^3) szorzata az ún. lökettérfogat. Eszerint a szívóütemben beszívott folyadékot a szivattyú nyomóütem közben továbbítja.



10. ábra

A vízszállítás az időben szinuszosan változik

A szivattyú által szállított maximális vízmennyiség akkor adódik, ha $\sin \omega t = 1$:

$$V_{\max} = A r \omega$$

Ekkor $\omega \cdot t = \pi/2$, vagyis $t = \pi/2 \cdot \omega$, ahogyan a 10. ábrából is kitűnik.

A következő, 11. ábrán az átlagos (V) és pillanatnyi (V_x) vízmennyiség összefüggését tárgyaljuk. Az átlagos vízszállítással dolgozó szivattyú egy periódus (egy körülfordulás) alatt ugyanakkora víztérfogatot nyom a felső tartályba, mint a valóságos szivattyú. Az átlagos vízszállítás az idő függvényében egyenessel ábrázolható, mivel V az időtől független. Előbbi megállapításunk szerint az egyenes alatt levő terület (a téglalap területe) egyenlő a szinuszfélhullám területével. A téglalap alapja $2 \cdot \pi / \omega$, magassága V , területe pedig $2 \cdot \pi / \omega \cdot V$ (m^3). A félhullám területét integrálással nyerjük. Az ábra alapján:

$$dV' = V_x dt \quad \text{amiből} \quad V' = \int_{t=0}^{\frac{\pi}{\omega}} V_x dt$$

Behelyettesítve a $V_x = A \cdot r \cdot \omega \cdot \sin \omega \cdot t$ összefüggést:

$$V' = A r \omega \int_{t=0}^{\frac{\pi}{\omega}} \sin \omega t dt = A r \omega \left[-\frac{\cos \omega t}{\omega} \right]_0^{\frac{\pi}{\omega}} = A r \omega \left(\frac{-\cos \pi + \cos 0}{\omega} \right) = 2 A r = A s [m^3]$$

ahogyan az előzőekben már megállapítottuk.

Kiindulási feltételünk szerint a területek egyenlők

$$\frac{2\pi}{\omega} V = 2 A r$$

amiből

$$\pi \cdot V = A r \omega$$

és mivel

$$A r \omega = V_{\max}$$

a végeredmény:

$$V_{\max} = \pi \cdot V$$

Vagyis a maximális vízmennyiség az átlagos vízszállításnak éppen π -szerese.

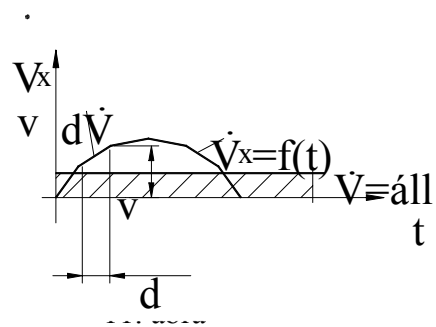
Kettős működésű szivattyú esetében a vízszállítás diagramja annyiban módosul, hogy most az I. hengerfél nyomóütemére a II. hengerfélben szívóütem, az I. hengerfél szívóütemére pedig II-ben nyomóütem esik, tehát a vízszállítás szempontjából nincs ütemkihagyás (12. ábra). A két hengerfél

$$V_{xI} = f(t) \quad \text{és} \quad V_{xII} = f(t)$$

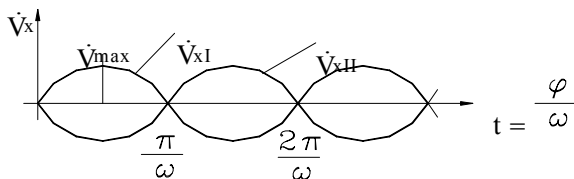
görbéi a t tengelyen metszik egymást. A

$$V_{\max} = A r \omega \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

összefüggés továbbra is érvényes; megváltozik azonban az átlagos és maximális vízmennyiség viszonya, mivel V az előbbi esethez képest megkétszereződött. A 13. ábra alapján írható:



Átlagos és valóságos vízszállítás



12. ábra, Kettős működésű dugattyús szivattyú

$$\frac{2\pi}{\omega} V = 2 \int_{t=0}^{t=\frac{\pi}{\omega}} V_x dt = 4Ar\omega$$

ebből

$$\pi \cdot V = 2Ar\omega = 2V_{\max}$$

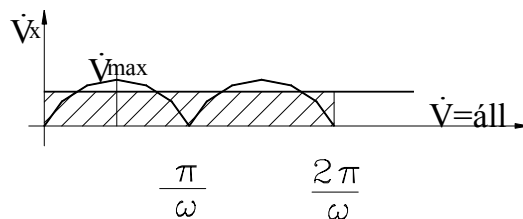
vagyis

$$V_{\max} = \frac{\pi}{2} V \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

Az i működési szám bevezetésével általánosan:

$$V_{\max} = \frac{\pi}{i} V$$

ahol $i=1$ egyszeres működésű, ill. $i=2$ kettős működésű szivattyú esetén.



13. ábra

$$\text{Kettős működésű szivattyúra } V_{\max} = \frac{\pi}{2} \cdot V$$

3.2 Nyomásviszonyok a szivattyúban, az indikátordiagram, a vízoszlop elszakadása

Legyen a henger középvonalában mindenkor uralkodó nyomás p_x , akkor a zárt szívószelepre felülről nehezedő nyomás a 8.ábra jelöléseivel:

$$p_x + z_1 \rho g$$

Ugyanekkora szelepre alulról

$$p_0 - z_1 \rho g$$

nyomás hat. A nyitás pillanatában statikus egyensúly esetén a két nyomás egyenlő:

$$p_x + z_1 \rho g = p_0 - z_1 \rho g$$

amiből

$$p_x = p_0 - z_1 \rho g - z_1' \rho g = p_0 - \rho g(z_1 + z_1') = p_0 - H_1 \rho g$$

Amennyiben p_x értéke zérusra csökkenhetne, a $p_0 - H_1 \rho g = 0$ feltételből kiszámítható elméleti maximális szívómagasság:

$$H_{\max} = \frac{p_0}{\rho g} = \frac{10000}{1000} = 10m$$

adódna, ami annak az ismert ténynek a kifejeződése, hogy a légköri nyomás 10m magas vízoszloppal képes statikus egyensúlyt tartani.

A szivattyú hengerében uralkodó $p_x/\rho \cdot g$ nyomásmagasságot azonban üzem közben egyrészt a szívócső áramlási veszteségei (h_1') és az önműködő szelep ellenállása (b_1), másrészt a szívócsőben gyorsulva mozgó vízoszlop gyorsítómagassága (h_{a1}) kisebbítik, ezért a $p_x = p_0 - H_1 \cdot \rho \cdot g$ statikus egyensúlyi egyenlet érvényét veszti. Figyelembe véve a felsorolt tényezők nyomásapasztó hatását, üzem közben a henger középvonalában mérhető nyomásmagasság:

$$\frac{p_x}{\rho g} = \frac{p_0}{\rho g} - H_1 - h_1' - b_1 - h_{a1} [m]$$

amiből a p_x nyomás:

$$p_x = p_0 - \rho g(H_1 + h_1' + b_1 + h_{a1}) \quad [Pa]$$

A fenti képletben p_x helyébe zérust helyettesítve a szívómagasság:

$$H_1 = \frac{p_0}{\rho g} - h_1' - b_1 - h_{a1} \quad (m)$$

nagysága adódik, tehát kisebbnek az elméleti statikus értéknél. A valóságban elérhető szívómagasság azonban még ennél is kisebb, ugyanis a $p_x = 0$ állapot sohasem következik be, hanem amint az előzőekben tárgyaltuk, már $p_x = p_g$ esetén kavitációs jelenség keletkezik. A kavitációt mindenképpen elkerülendő a $p_x > p_g$ feltételt tesszük, ami a megengedhető szívómagasság további zsugorodását vonja maga után. $H_{1\max}$ számítására későbbiekben még visszatérünk.

Az előző összefüggések célszerű átrendezéséből világosan kiténik, hogy az áramló folyadék a statikus magasság, veszteségmagasság, szeleppenállás és a gyorsítómagasság leküzdése közben $p_0 - p_x$ nyomáscsökkenést szenved:

$$\frac{p_0 - p_x}{\rho g} = H_1 + h_1' + b_1 + h_{a1} \quad (m)$$

Mivel h_1' és h_{a1} állandóan változik (dugattyú sebességének ill. gyorsulásának változása miatt), a középvonalban mérhető p_x nyomás üzem közben ingadozik. Az ismertetett gondolatmenet értelemszerűen alkalmazható a nyomóütemre is. A nyomószelepre nyitáskor érvényes statikus egyensúlyi egyenlet a 8. ábra alapján:

$$p_x - z_2 \rho g = p_0 + z_2 \rho g$$

amiből

$$p_x = p_0 + \rho g(z_2 + z_2') = p_0 + \rho g H_2$$

Áramlás közben a nyomócső veszteségmagassága (h_2), a nyomószelep ellenállása (b_2) és a nyomóvezetékben előálló gyorsítómagasság (h_{a2}) nagyobb nyomáskülönbséget tesznek szükségessé a henger p_x és az atmoszféra p_0 nyomása között, amely nyomáskülönbség-növekedés most csakis p_x nagyobbodásával jöhet létre.

A hengerben nyomóütem alatt uralkodó p_x nyomást tehát úgy nyerjük, hogy a felsorolt tagokat hozzáadjuk a statikus egyensúlyi egyenlet jobb oldalához.

A hengerben levő nyomásmagasság:

$$\frac{p_x}{\rho g} = \frac{p_0}{\rho g} + H_2 + h_2' + b_2 + h_{a2}$$

a nyomás:

$$p_x = p_0 + \rho g(H_2 + h_2' + b_2 + h_{a2}) \quad (Pa)$$

és az áramlás fenntartásához szükséges nyomásmagasság-különbség:

$$\frac{p_x - p_0}{\rho g} = H_2 + h_2' + b_2 + h_{a2} \quad (m)$$

Mind látható mind szívóütem, mind nyomóütem alatt a henger és az atmoszféra közt mérhető nyomáskülönbség tartja fenn az áramlást a képletek jobb oldalán összegezett ellenállásokkal szemben, csak míg szívóütemben $p_x < p_0$, addig nyomóütemben $p_x > p_0$. Hasonlóan a h_1 és h_{a1} tagokhoz, h_2 és h_{a2} nagysága a dugattyú változó sebessége miatt ugyancsak állandóan változik.

A következőkben h_1 és h_2 , valamint h_{a1} és h_{a2} meghatározásával foglalkozunk.

A kontinuitás tételének értelmében a szívóütem bármely időpillanatában

$$Av_x = f_1 c_1$$

ahol A a dugattyú felülete, v_x a dugattyú pillanatnyi sebessége, f_1 és c_1 pedig a szívócső keresztmetszete, ill. a szívócsőben mérhető pillanatnyi vízsebesség. Ebből a c_1 sebesség:

$$c_1 = \frac{f_1}{A} v_x \quad \left[\frac{m}{s} \right]$$

és a pillanatnyi veszteségmagasság:

$$h_1'' = \lambda \frac{l_{e1}}{d_1} \frac{c_1^2}{2g} \quad (m)$$

Itt l_{e1} a szívócső egyenértékű hossza, d_1 pedig az átmérője. Legyen a nyomócső keresztmetszete f_2 , egyenértékű csőhossza l_{e2} , átmérője d_2 és a vezetékben áramló folyadék pillanatnyi sebessége c_2 , akkor a fentiekhez hasonlóan az

$$Av_x = f_2 c_2$$

egyenletből

$$c_2 = \frac{A}{f_2} v_x \quad \left[\frac{m}{s} \right]$$

és a nyomócső pillanatnyi veszteségmagassága:

$$h_2' = \lambda \frac{l_{e2}}{d_2} \frac{c_2^2}{2g} \quad (m)$$

A gyorsítomagasságok számításához szükségünk van a vezetékben fellépő pillanatnyi gyorsulások ismeretére.

A folytonossági törvény differenciális alakjának mindkét oldalát elemi dt idővel osztva összefüggést kapunk a dugattyú és a vezetékben áramló folyadék pillanatnyi gyorsulása közt:

$$Av_x = fc$$

$$d(Av_x) = d(fc)$$

mivel A=áll. és f=áll., tehát:

$$Adv_x = fdc$$

$$A \frac{dv_x}{dt} = f \frac{dc}{dt}$$

ahol $\frac{dv_x}{dt} = a_x$ a dugattyú és $\frac{dc}{dt} = a$ a folyadék pillanatnyi gyorsulása, vagyis

$$Aa_x = fa$$

amiből

$$a = \frac{A}{f} a_x \quad \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

A megfelelő indexet beírva, szívócsőnél:

$$a_1 = \frac{A}{f_1} a_x \quad \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

ill. nyomócsőre nézve:

$$a_2 = \frac{A}{f_2} a_x \quad \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

A gyorsulásokkal kifejezhető pillanatnyi gyorsítómagasságok szerint:

$$h_{a1} = l_1 \frac{a_1}{g} \quad [m] \quad \text{és} \quad h_{a2} = l_2 \frac{a_2}{g} \quad [m]$$

a H_1 , b_1 , H_2 és b_2 értékek adottak lévén, ezek után a hengerben uralkodó p_x nyomás bármely időpillanatban kiszámítható.

A p_x nyomás változását a löket függvényében grafikusan az un. indikátordiagram ábrázolja.

Ha veszteségmentes és egyenletes (gyorsulások nélküli) áramlást feltételezünk, ideális indikátordiagramhoz jutunk. Ekkor szívóütemre a $p_x = p_0 - H_1 \cdot \rho \cdot g$, nyomóütemre a $p_x = p_0 + H_2 \cdot \rho \cdot g$ összefüggés érvényes. Továbbá ideális esetben ütemközben p_x végig állandó, és értéke az A, valamint a B holtpontokban ugrásszerűen változik $(p_0 + H_2 \cdot \rho \cdot g)$ -ról $(p_0 - H_1 \cdot \rho \cdot g)$ -ra és viszont, ahogyan a 14.ábrán

feltüntettük. A függőleges tengelyre p_x helyett nyomásmagasságot $\left(\frac{p_x}{\rho \cdot g} \right)$ mérve az ábra

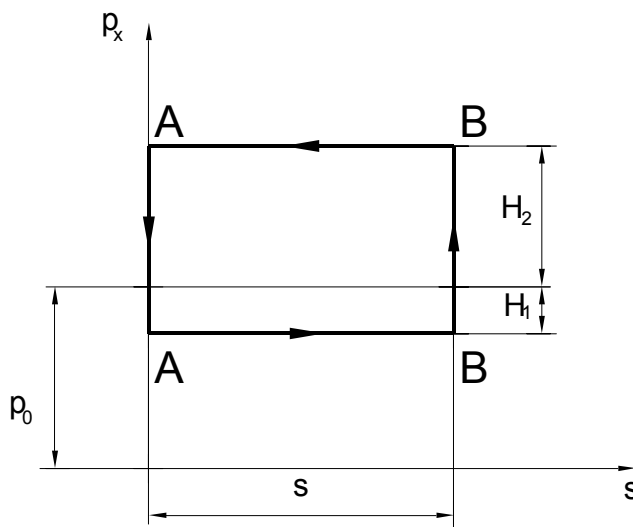
lényegében ugyanaz marad, csak a nyomások helyett nyomásmagasságok szerepelnek. Így jártunk el a valóságos indikátordiagram megrajzolásánál (14.ábra).

A valóságos indikátordiagram pontjai a korábbi képletekből számíthatók, megbízhatóbb eredményt kapunk azonban, ha a görbét indikátorral feltételezzük. A henger középvonalába szerelt indikátor lényegében egy rajzoló szerkezettel kiegészített nyomásmérő műszer, mely megfelelő áttételek segítségével a löket függvényében diagrampapírra rajzolja a hengerben uralkodó mindenkor p_x nyomást, illetve $\left(\frac{p_x}{\rho \cdot g}\right)$ nyomásmagasságot.

Amint a 15. ábrából látható, az ideálishoz képest a valóságos diagram jelentős torzulásokat szenved. Az eltérések elsősorban a gyorsítómagasság számlájára írandók, különösen az a furcsa jelenség, hogy szívóütem végén $p_x > p_0 - H_1 \cdot \rho \cdot g$ és nyomóütem végén $p_x < p_0 + H_2 \cdot \rho \cdot g$, tehát a valóságos nyomás szívóütem végén nagyobb, nyomóütem végén kisebb az ideális elméleti értéknél.

E váratlan körülmény annak következménye, hogy a gyorsulás a löket közepe táján előjelet vált (a folyadékoszlop lassulni kezd), így a szívólöket második felében a gyorsítómagasságot növeli, a nyomólöket második felében pedig csökkenti a hengertér abszolút $\left(\frac{p_x}{\rho \cdot g}\right)$ nyomásmagasságát. Szívóütemben ez előnyösnek mondható, mert a kavitáció veszélye csökken, nyomóütemben azonban éppen emiatt előfordulhat, hogy a folyadékoszlop a csővezetékben valahol elszakad.

A folyadékoszlop ugyanis nemcsak a hengerben, hanem a csővezetékben is elszakadhat, ha a vezeték valamely pontján mérhető abszolút nyomás a hőmérséklethez tartozó telített gőz nyomása alá süllyed. A 15. ábra alapján kimondható, hogy a szívóütem közben a löket elején (A holtpont), nyomóütem közben a löket végén (ugyancsak A holtpont), vesz fel a hengertér középvonalában érvényes $\left(\frac{p_x}{\rho \cdot g}\right)$ nyomásmagasság minimális $\left(\frac{p_x}{\rho \cdot g}\right)_{A1}$, illetve $\left(\frac{p_x}{\rho \cdot g}\right)_{A2}$ értékeket. Noha $\left(\frac{p_x}{\rho \cdot g}\right)_{A2} > \left(\frac{p_x}{\rho \cdot g}\right)_{A1}$, mégis mindkét eset vizsgálatra szorul, mert a csővezetékben ingadozó $\left(\frac{p}{\rho \cdot g}\right)$ abszolút nyomásmagasság nagysága $\left(\frac{p_x}{\rho \cdot g}\right)$ -n kívül a vezeték elrendezésétől is függhet.



14. ábra

Ideális indikátordiagram

Mielőtt azonban hozzáfognánk az analitikai számításhoz, kissé részletesebb elemzésnek vetjük alá az indikátorral felvett A-B-B-A indikátordiagramot. A szívóütem az A holtponthoz kezdődik. Ebben a pontban a dugattyú, ezzel a folyadékoszlop sebessége zérus, tehát $h_1=0$, viszont a dugattyú és a folyadékoszlop gyorsulása maximális. A vízoszlop A holtponthoz maximális a_{A1} gyorsításához szükséges h_{A1} (m) gyorsítómagasság, valamint a szívószelep b_1 (m) ellenállása apasztják tehát a hengertér nyomásmagasságát a statikus egyensúly $\frac{P_0}{\rho \cdot g} - H_1$ értéke alá:

$$\left(\frac{P_x}{\rho \cdot g}\right) = \left(\frac{P_x}{\rho \cdot g}\right)_{A1}$$

és

$$h_1' = 0$$

$$h_{a1} = h_{A1}$$

helyettesítésekkel a szívóütem A holtpontra érvényes indikátor nyomás:

$$\left(\frac{P_x}{\rho \cdot g}\right)_{A1} = \frac{P_0}{\rho g} - H_1 - b_1 - h_{A1} \quad (m)$$

Miközben a dugattyú a B holtponthoz halad, a veszteségmagasság növekszik, a gyorsítómagasság csökken, a szelepellenállás pedig gyakorlatilag állandó. A diagram jellegét a másik két taghoz képest nagy h_{a1} szabja meg, ezért az AB vonal emelkedő tendenciát mutat; sőt, a löket kb. közepén előjelet váltó gyorsulása a hengertér abszolút nyomásmagasságát a $H_1=$ áll. egyenes által meghatározott nyomásmagasság fölé kényszeríti. A löket végén eszerint a hengertérben levő nyomás a vízoszlop lassulása miatt nagyobb, mint amekkora lenne statikus egyensúly esetén. Mivel a B holtponthoz szintén $h_1=0$ (ugyanis a sebesség zérus),

$$\frac{P_x}{\rho g} = \left(\frac{P_x}{\rho g}\right)_{B1}$$

$$h_1' = 0$$

$$h_{A1} = h_{B1}$$

helyettesítésekkel a hengertér B holtponthoz érvényes indikátor nyomásmagassága:

$$\left(\frac{P_x}{\rho g}\right)_{B1} = \frac{P_0}{\rho g} - H_1 - b_1 - h_{B1} \quad (m)$$

ahol a B holtpontra érvényes gyorsítómagasság (lassítómagasság):

$h_{B1} < 0$ vagyis $a(-h_{B1})$ tag végső soron pozitív számot eredményez. A szemléletesség kedvéért a 15. ábra diagramját részleteire bontva rajzoltuk meg. Az AB vonal fölött húzott $b_1=$ áll. szélességű sáv a gyakorlatilag állandó szelepellenállásnak felel meg, b_1 fölé pedig a löket mentén változó h_1' veszteségmagasságokat mértük: h_1' a holtpontokban zérus, a löket közepe táján maximális. A h_1' sáv felső vonala és a $H_1=$ áll. egyenes közötti metszések szolgáltatják a h_{a1} pillanatnyi gyorsítómagasságokat.

$$h_{a1} = \frac{P_0}{\rho g} - \frac{P_x}{\rho g} - H_1 - h_1' - b_1$$

A gyorsulás eszerint ott zérus, ahol ez a görbe a H_1 egyenessel metsződik és ugyanide esik a keletkezett legnagyobb folyadéksebesség, valamint h_1' maximuma is. A gyorsítomagasság ezután előjelet vált, de továbbra is a h_1' sáv vonala és a H_1 =áll. egyenes közötti metszésekkel egyenlő. Az analitikai kifejezés szerint ugyanis

$$\frac{p_x}{\rho g} = \frac{p_0}{\rho g} - H_1 - h_1' - b_1 - h_{a1}$$

de most $-h_{a1}$ számértéke pozitív. A 15. ábra egy metszékében elvégzett grafikus kivonások alapján belátható, hogy a kapott h_{a1} ugyanakkora, mint a H_1 egyenes és a h_1' sáv felső vonala és a H_1 =áll. egyenes közötti metszék. Abban a pillanatban, amikor a dugattyú a B

holtponthoz megfordul, megkezdődik a nyomóütem, s a hengertér $\left(\frac{p_x}{\rho g}\right)_{B1}$

nyomásmagassága ugrásszerűen $\left(\frac{p_x}{\rho g}\right)_{B2}$ - re növekszik. Az ütem elején $c_2=0$, tehát $h_2'=0$,

így

$$\left(\frac{p_x}{\rho g}\right)_{B2} = \frac{p_0}{\rho g} + H_2 + b_2 + h_{B2} \quad (\text{m})$$

ahol h_{B2} a B holtponthoz gyorsítomagasság.

A nyomóütem lefolyását a 15. ábra felső része szemlélteti. Lököt közben a nyomószelep ellenállása b_2 =áll.; h_2' értéke a holtpontokban zérus, kb. a közepén maximális; a gyorsítomagasság pedig ellenkezőleg: c_2 maximumánál zérus és a holtpontokban vesz fel maximális értéket. Könnyen ellenőrizhető, hogy a h_{a2} gyorsítomagasságok most a H_2 egyenes és a h_2' sáv alsó vonala közé esnek. Az ábrán mind a szívó- mind nyomóütem közben fellépő gyorsítomagasságokat bevonalkáztuk.

Mivel a zérus gyorsulás helye geometriai adottság, a szívó- és nyomóütem $h_a=0$ pontja ugyanarra az ordinátára esik. Ez az ordináta véges hajtórúd alkalmazása esetén a belső (A) holtponthoz valamivel közelebb van, mint B-hez.

A henger középvonalában levő nyomásmagasság A holtponthoz nagysága nyomóütemben:

$$\left(\frac{p_x}{\rho g}\right)_{A2} = \frac{p_0}{\rho g} + H_2 + b_2 + h_{A2} \quad (\text{m})$$

amely kifejezésben h_{A2} értéke negatív.

A fentiekben részletesen elemzett indikátordiagram azzal a fő tanulsággal szolgál, hogy a folyadékoszlop esetlegesen elszakadása a szívóütem elején vagy a nyomóütem végén következik be, mert a hengertér nyomásmagassága az ütemen belül ekkor a

legkisebb. Ezért most kiszámítjuk a kritikus helyzethez tartozó $\left(\frac{p_x}{\rho g}\right)_{A1}$ és $\left(\frac{p_x}{\rho g}\right)_{A2}$

nyomásmagasságokat, majd megvizsgáljuk, mekkora nyomásmagasságok keletkeznek ugyanakkor a szívó-, illetve nyomóvezetékben. Amennyiben $(p_x)_{A1}$, $(p_x)_{A2}$ és a vezetékben észlelhető nyomások mindenütt nagyobbak maradnak a folyadék hőmérsékletéhez tartozó telített gőz nyomásával (p_g), az üzem zavartalansága biztosított.

A $\left(\frac{p_x}{\rho g}\right)_{A1}$ és $\left(\frac{p_x}{\rho g}\right)_{A2}$ számítására szolgáló képletekben h_{A1} és h_{A2} kivételével minden tag adott. A gyorsítomagasságok meghatározásához viszont szükségünk van a folyadékoszlop A holtponti gyorsulására a szívó- és nyomóvezetékben.

$$A \quad a_x = \frac{dv_x}{dt} = r\omega^2 \cos\omega t \quad \left[\frac{m}{s^2}\right] \text{ összefüggés szerint a dugattyú pillanatnyi}$$

gyorsulása végtelen hajtórudas forgattyús hajtóműnél: $a_x = r\omega^2 \cos\omega t$. A gyorsulás (lassulás) maximális, ha $\omega t = 1$ vagy $\cos\omega t = -1$, ami $\omega t = 0$, illetve $\omega t = \pi$ esetben következik be, vagyis valóban a holtpontokban. Ekkor

$$a_{\max} = \pm r\omega^2$$

Véges hajtórúd használatakor a dugattyú A holtponti gyorsulása

$$a_A = a_C \left(1 + \frac{r}{l}\right) \text{ egyenletből:}$$

$$a_{\max} = \left(1 + \frac{r}{l}\right)r\omega^2$$

ahol r a hajtókar, l pedig a hajtórúd hossza és a hajtókar és a hajtórúd szokásos viszonya:

$$\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$$

A folyadékoszlop gyorsulása szívólöket elején:

$$a_{A1} = \frac{F}{f_1} a_{\max}$$

Behelyettesítve az a_{\max} -ra közölt összefüggést:

$$a_{A1} = \frac{F}{f_1} \left(1 + \frac{r}{l}\right)r\omega^2$$

és a keletkezett gyorsítomagasság $h_a = \frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot g} = l \frac{a}{g}$ egyenletből:

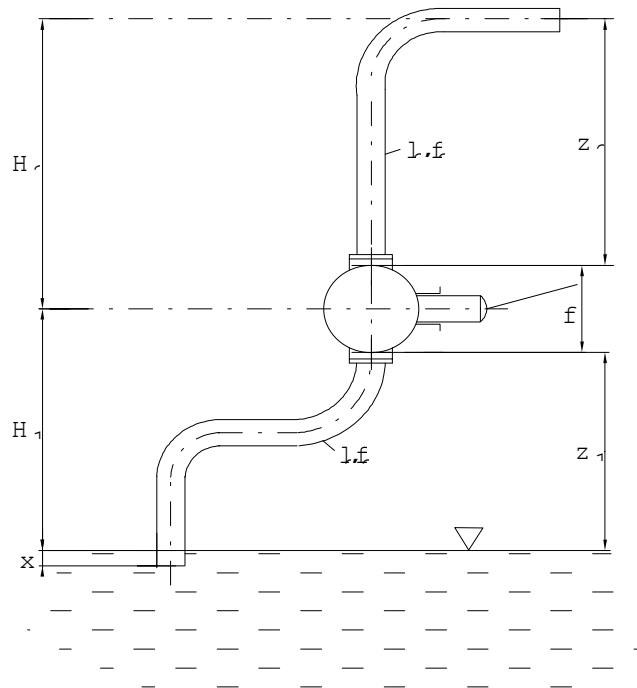
$$h_{A1} = l_1 \frac{a_{A1}}{g} = \frac{F}{f_1} \frac{l_1}{g} \left(1 + \frac{r}{l}\right)r\omega^2 \quad (m)$$

Teljesen azonos megfontolások alapján a nyomólöket végén fellépő (negatív) gyorsítomagasság azonnal felírható:

$$h_{A2} = l_2 \frac{a_{A2}}{g} = -\frac{F}{f_2} \frac{l_2}{g} \left(1 + \frac{r}{l}\right)r\omega^2 \quad (m)$$

A veszélyes A holtponti helyzet tanulmányozására a 16.ábrákon megszerkesztettük a nyomásmagasság változását a csőhossz függvényében (a vezeték mentén).

A 16/a.ábrán vázolt szivattyú szívócsövének az A holtpontra vonatkozó energiadiagramja a 16/b.ábrán látható.



16/a ábra

Szivattyú elrendezése

Az energiamegmaradás törvényének értelmében a vezeték egyes keresztmetszeteiben a geodétikus magasságok, nyomásmagasságok, sebességmagasságok és – a gyorsuló mozgás esetén – a gyorsítómagasságok összege állandó:

$$e_1 = z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{c_1^2}{2g} + h_1'' + h_{a1} = all$$

A sebesség holtponti értéke $c_1=0$ lévén a sebességmagasság és veszteségmagasság egyaránt zérus, így esetünkben a súlyegység energiataralma:

$$e_1 = z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + h_{a1} = all$$

A felsorolt tagok közül h_{a1} a vezeték mentén lineárisan növekszik zérusról a maximális h_{A1} értékre. E szerint a cső alján, belépésnél:

$$e_1 = z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} = all$$

Ha az alapszintet a vízszint magasságában vesszük fel és a szívócső x (m) mélyen merül a víztükör alá (16/b.ábra), akkor

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} = \frac{p_0}{\rho \cdot g} + x$$

$$z_1 = -x$$

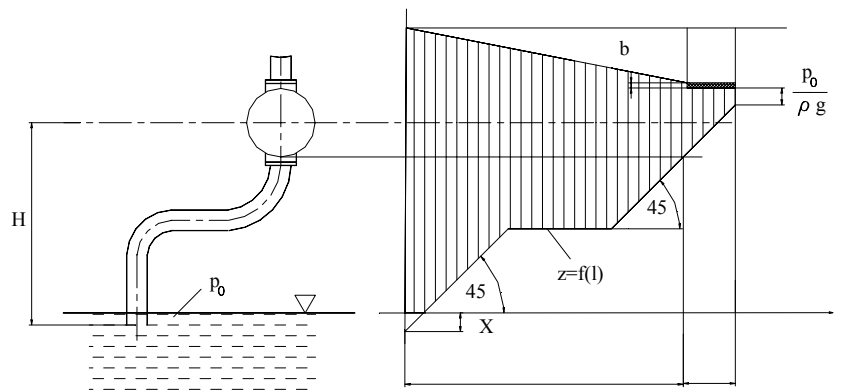
helyettesítésekkel:

$$e_1 = \frac{p_0}{\rho \cdot g} + x - x = \frac{p_0}{\rho \cdot g} = all$$

Nyert eredményünket visszahelyettesítve az előző kifejezésbe:

$$\frac{P_0}{\rho \cdot g} = z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + h_{a1} = all$$

adódik, ami grafikus szemlélettel azt jelenti, hogy az 1-e1 koordinátarendszerben bármely ordinátáján grafikusán összegzett z_1 , $\frac{P_1}{\rho \cdot g}$ és h_{a1} metszékek végpontja a $\frac{P_0}{\rho \cdot g} = all$ vízszintes egyenesre esik.



16/b ábra

Nyomásmegoszlás a szívócsőben és a hengerben szívóütem elején

Az egyes keresztmetszetekre vonatkozó geodétikus magasságok szerkesztésénél az origó alá x távolságban felmért pontból indulunk ki, mert belépésnél a geodétikus magasság $(-x)$. Mivel a vízszintes tengelyen hosszúságok, a függőleges tengelyen magasságok szerepelnek, függőleges csőszakaszoknak a diagramban 45° hajlásszögű egyenes felel meg, hiszen éppen annyival kerülünk magasabbra, mint amekkora a csőszakasz hossza. Vízszintes szakaszokon viszont $z_1=f(l)$ szintén vízszintessel ábrázolható, ugyanis a geodétikus magasság a szakasz mentén mindenütt ugyanekkora. A $z=f(l)$ törtvonal két töréspontja tehát a szívócső két könyökének a megfelelője diagramunkban. Mialatt az l_1 hosszúságú utat megtesszük, $\left(H_1 - \frac{f}{2}\right)$ magasságba kerülünk (16/b.ábra), vagyis a $z_1=f(l)$ törtvonal az origótól l_1 távolságban húzott ordinátát $\left(H_1 - \frac{f}{2}\right)$ magasságban metszi. Ugyanezen ordináta és a $\frac{P_0}{\rho \cdot g} = all$ egyenes metsződéséből a szívócső végén fellépő maximális h_{a1} gyorsítómagasságot visszamérve, majd a kapott pontot összekötve $\frac{P_0}{\rho \cdot g}$ és a függőleges tengely metszéspontjával, grafikusán kiadódnak a cső mentén lineárisan növekvő gyorsítómagasságok metszékei.

Tekintve, hogy a $\frac{p_0}{\rho \cdot g}$ szélességű sávból felülről a gyorsítomagasságokat, alulról a geodétikus magasságokat vontuk le grafikusán, a

$$\frac{p_0}{\rho \cdot g} = \frac{p_1}{\rho \cdot g} + z_1 + h_{a1}$$

összefüggés értelmében a közbenső, az ábrán bevonalkázott metszések szolgáltatják az egyes keresztmetszetekben érvényes abszolút $\frac{p}{\rho \cdot g}$ nyomásmagasságokat.

Abban a pillanatban, amikor a szívószelep nyit, de az áramlás még nem indul meg, a hengertér a szívócső folytatásának tekinthető, tehát belsejében a magasságnövekedéssel együtt lineárisan csökken a nyomás egészen a nyomószelep aljáig. A második függőleges csőszakasznak megfelelő 45° egyenest ezért az (l_1+f) ordinátáig meghosszabbítottuk. Nyomásesést okoz továbbá a b_1 szeleppenállás, amelyet a hengertérben állandó h_{A1} gyorsítomagasság alá mértük, hogy az egyre kisebbedő abszolút nyomásmagasságoktól grafikusán levonódják.

H_1 magasságban, a henger középvonalában mérhető nyomásmagasság az ábra szerint:

$$\left(\frac{p_x}{\rho \cdot g} \right)_{A1} = \frac{p_0}{\rho \cdot g} - H_1 - b_1 - h_{A1}$$

ahogyan azt már az analitikai tárgyalás során megállapítottuk.

A folyadékoszlop esetleges elszakadása szemszögéből vizsgálva a 16/b. ábra legfontosabb tanulsága az, hogy az abszolút nyomásmagasság szívóütem elején az elrendezéstől függetlenül állandóan kisebbedik, és minimális értékét közvetlenül a nyomószelep alatt veszi fel.

Az ábra alapján $\left(\frac{p_1}{\rho \cdot g} \right)_{\min}$ jelöléssel a minimális nyomásmagasság:

$$\left(\frac{p_1}{\rho \cdot g} \right)_{\min} = \left(\frac{p_x}{\rho \cdot g} \right)_{A1} - \frac{f}{2}$$

vagy $\left(\frac{p_x}{\rho \cdot g} \right)_{A1}$ helyébe a 11/c kifejezést helyettesítve:

$$\left(\frac{p_1}{\rho \cdot g} \right)_{\min} = \left(\frac{p_0}{\rho \cdot g} \right) - (H_1 + b_1 + h_{A1} + \frac{f}{2})$$

Adott esetben kiszámítjuk $\left(\frac{p_1}{\rho \cdot g} \right)_{\min}$ nagyságát, majd összehasonlítjuk $\frac{p_g}{\rho \cdot g}$ -
val.

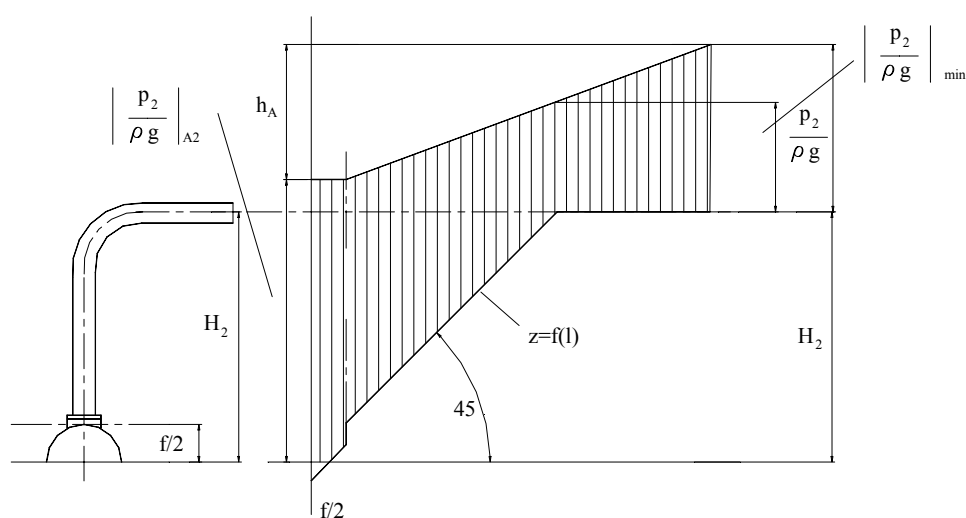
Amennyiben $\left(\frac{p_1}{\rho \cdot g} \right)_{\min} > \frac{p_g}{\rho \cdot g}$, a hengerben nincs kavitációveszély.

A kavitáció határán $\left(\frac{p_1}{\rho \cdot g}\right)_{\min} = \frac{p_g}{\rho \cdot g}$ figyelembevételével a maximális megengedett szállítómagasság kifejezhető:

$$H_{1\max} = \left(\frac{p_0}{\rho \cdot g}\right) - \left(\frac{p_g}{\rho \cdot g} + b_1 + h_{A1} + \frac{f}{2}\right)$$

Előfordulhat, hogy $H_{1\max}$ -ra negatív számot kapunk eredményül. Ilyenkor szívás helyett hozzáfolyást kell alkalmaznunk (pl. 4/c. ábra).

Szivóütem elejére szükségtelen megrajzolnunk a 16/b. energiaábrát, mert a kavitáció szempontjából veszélyes pont (közvetlenül a nyomószepel alatt) független a szivattyú elrendezésétől.



16/c ábra

Nyomásmagasságok a nyomócső szelvényeiben nyomóütem végén

Más a helyzet azonban nyomóütem végén, ezért a nyomóütem végére érvényes energiaábrát mindig megszerkeszthetjük.

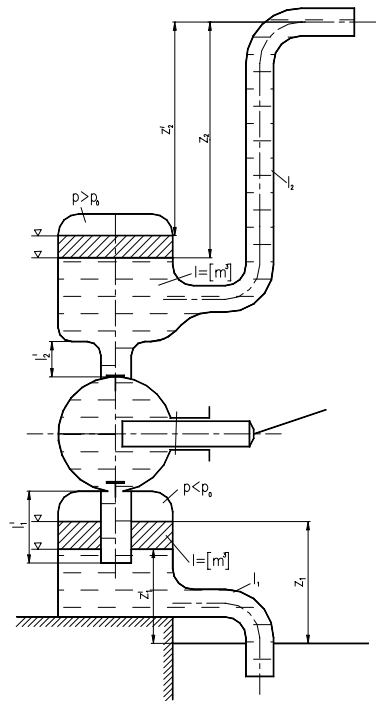
A szerkesztés az imént ismertetett eljárással értelemszerűen megegyezik (16/c. ábra).

Mivel a holtpontban $c=0$, a lendület és a veszteségmagasság is zérus, tehát a diagramban ismét csak nyomásmagasságok, geodétikus magasságok és gyorsítómagasságok szerepelnek. A kifolyás keresztmetszetében levő súlyegység munkaképessége az ábrából: (m) . Ha visszafelé jövünk a vezetékben, könyökig a helyzeti energia állandó, majd a függőleges szakaszon 45° egyenes mentén csökken a szivattyú középvonaláig. Ugyanekkor a lassítómagasság az l-l keresztmetszetben veszi fel a maximális h_{A2} értéket. A $H_2 + \frac{p_0}{\rho \cdot g}$ egyenestől az l-l ordinátán visszamérve, majd a

kapott pontot $\frac{p_0}{\rho \cdot g}$ végpontjával összekötve a lassítomagasságok l_2 hosszában kiadódnak. A lassítomagasságokat és a helyzeti energiákat határoló egyenesek közt nyert metszések pedig az egyes csőkeresztmetszetekhez tartozó abszolút nyomásmagasságok $\frac{p_2}{\rho \cdot g}$. A nyomószelep b_2 vesztesésmagassága miatt az 1-1 keresztmetszet alatt a nyomásmagasság b_2 -vel hirtelen megnagyobbodik. A diagram a grafikus hozzáadást úgy végeztük el, hogy a helyzeti energia vonala alá mértük b_2 -t. A 16/c. ábrán rajzolt nyomócső veszélyes keresztmetszete, ahol $\frac{p_2}{\rho \cdot g}$ minimális értékűre csökken, a könyökben van. Amennyiben $\left(\frac{p_2}{\rho \cdot g}\right)_{\min} > \frac{p_g}{\rho \cdot g}$ a vízoszlop elszakadása itt következik be. Ha azonban a gyorsítomagasságnak a vízszintessel bezárt szöge: α nagyobb 45° -nál, a veszélyes keresztmetszet közvetlenül a nyomószelep fölé tolódik el. A veszélyes pont analitikus meghatározása helyett a nyomócső esetében célszerűbb a könnyen megszerkeszthető energiaábrát felrajzolni.

3.3 A szivattyú légüstje

A folyadékszállítás- és főleg a nyomás nagymérvű ingadozása dugattyús szivattyúknál általában légüst alkalmazását teszi szükségessé. A legtöbb dugattyús szivattyúnak tartozéka a nyomólégüst, de gyakran találkozunk szívólégüst alkalmazásával is. A 17. ábrán vázolt szivattyú mind szívó-, mind nyomólégüsttel rendelkezik. Ha a levegőt a szívólégüstből kiszivattyúznánk, a külső légnyomás a légüstöt megtöltené vízzel. Csak légritkítást előidézve ez nem következik be, mert a z_1 magasságú vízoszlop a $p_0 = p + z_1 \rho \cdot g$ egyenlet értelmében statikus egyensúlyi helyzetbe kerül.



17. ábra

Szivattyú légüstje

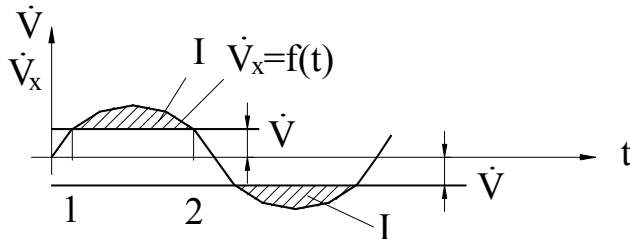
Szívóütemkor az átlagos vízmennyiségnek megfelelő térfogaton felüli V (m^3) víztérfogatot a légüst vízterébe merülő rövid l_1 csőtoldal közvetlen környezetéből, a légüstből szippantja fel. A V -t diagramban területnek víztérfogat felel meg, ezért a 18. ábrán közvetlenül látható a V -áll. átlagos vízmennyiség vonala fölé eső V (m^3). A légüstből távozó V térfogat hatására azonban a statikus egyensúly megbomlik, egyrészt mivel a légtér növekedése miatt a nyomás $p < p_0$ értékre csökken, másrészt a víztükör z_1 -ről z_1' -re való apadása következtében. A szívóütem végén $p_0 > p' + z_1'$, tehát a légköri nyomás nyomóütemben annyi folyadékot juttat a légüstbe, hogy az eredeti $p_0 = p + z_1 \rho \cdot g$ egyensúlyi helyzet helyreálljon. Más szóval a vízáram nyomóütem alatt sem szűnik meg a szívócsőben, mint légüst nélküli szivattyúnál, hanem az egész periódusban közelítőleg egyenletesen tart, miközben a légüst vízszintje z_1 és z_1' közt ütemesen ingadozik. Az elmondottakból két fontos következtetés vonható le:

1/ az l_1 hosszúságú szívócsőben az áramlás közelítőleg egyenletes.

2/ a dugattyú mozgástörvényei csak rövid l_1 szakaszon érvényesülnek, vagyis a gyorsítomagasság (h_a) l_1 -vel arányos és a légüst nélküli szivattyúéhoz képest jelentéktelenül kisebb.

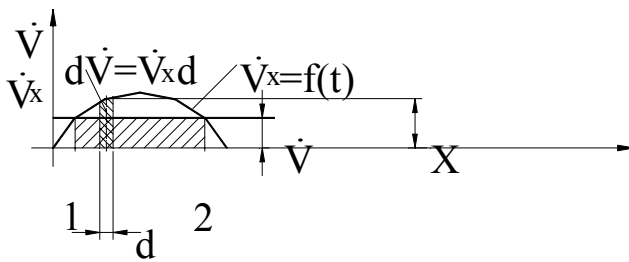
Ugyanezen okoknál fogva előnyös a nyomólégüst használata is. A nyomólégüstben összehúzott rugalmas légpárna nyomása (p) p_0 -nál nagyobb: $p_0 = p + z_2 \rho \cdot g$. Nyomóütem alatt az átlagos V vízmennyiségnek megfelelő térfogat a

nyomócsőbe, a fölösleges V (m^3) pedig a légüstbe kerül és ott szintemelkedést, egyidejűleg nyomásnövekedést okoz.



18. ábra

Az általános vízmennyiségnek megfelelő víztérfogaton felüli I (m^3) fölösleg nyomó- és szívóütemben



19. ábra

I (m^3) meghatározása

Mivel:

$$V_x = Ar\omega \cdot \sin\omega \cdot t \frac{m^3}{s} \quad \text{és} \quad V = i \frac{Asn}{60} \frac{m^3}{s}$$

Az 1 és 2 pontban $V_x = V$, tehát

$$Ar\omega \cdot \sin\omega \cdot t = i \frac{Asn}{60}$$

$$\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60} \quad \text{helyettesítéssel} \quad Ar \frac{2\pi \cdot n}{60} \sin\omega \cdot t = i \frac{Asn}{60} \quad \text{továbbá} \quad 2r = s$$

Mivel a légüst végnyomása: $p' > p$, továbbá $z_2 < z_2'$ (19. ábra), az egyensúly a $p' > p_0 + z_2'$ egyenlőtlenség szerint megbomlik. Ezért a nyomóütem végeztével rugalmas légpárnák folyamatosan a nyomócsőbe szorítja az ideiglenes elraktározott V (m^3) térfogatot. Működés közben a víztükör állandóan z_1 és z_1 közt ingadozik.

Eredményeink a szívó légüstnél összefoglaltakkal azonosak:

1/ egyenletes áramlás a nyomócsőben

2/ a gyorsítomagasság l_2 helyett a rövid l_2 -vel arányos.

A légüst méretezésekor szükségünk van V nagyságára. A 19. ábra alapján V meghatározása úgy történhet, hogy 1–2 között integráljuk a $V_x = f(t)$ görbét, majd az eredményből kivonjuk a bevonalkázott téglalap területét. Az 1 és 2 integrálási határok abból a feltételből számíthatók, hogy ezekben a pontokban a $V_x = f(t)$ és $V = \text{áll.}$ egyenletek koordinátái azonosak, vagyis itt $V_x = V$. Tulajdonképpen mind V_x , mind V kifejezésében szerepelnie kellene a volumetrikus hatásfoknak, az egyszerűbb kezelhetőség kedvéért azonban mindkettőből elhagyjuk.

bevezetésével és egyszerűsítés után $\pi \cdot \sin \omega \cdot t = i$

$$\text{Egyszeres működésű szivattyúra } \sin \omega \cdot t = \frac{1}{\pi} = 0,317 \text{ amiből}$$

$$(\omega \cdot t)_1 = 18,5^\circ = 0,305 \text{rad}$$

és

$$(\omega \cdot t)_2 = 180 - 18,5 = 161,5^\circ = 2,8 \text{rad}$$

Ezzel a görbe alatti terület 1-től 2-ig:

$$\int_1^2 dV' = Ar\omega \int_{t_1=\frac{0,305}{\omega}}^{t_2=\frac{2,8}{\omega}} \sin \omega \cdot t \cdot dt = \frac{Ar\omega}{\omega} [-\cos \omega \cdot t]_{t_1=\frac{0,305}{\omega}}^{t_2=\frac{161,5^\circ}{\omega}} = 2Ar \cos 18,5^\circ = As0,95$$

A bevonalkázott téglalap területe:

$$V \frac{2,8 - 0,305}{\omega} = \frac{Asn}{60} \frac{2,495}{2\pi \cdot n} = As \frac{2,495}{2\pi} = As0,4$$

A légüstben elraktározott víztérfogat egyszeres működésű szivattyúnál:

$$I = 0,95As - 0,4As = 0,55As \quad m^3$$

Kettős működésű szivattyú esetén (20. ábra):

$$\sin \omega \cdot t = \frac{2}{\pi} = 0,635$$

amiből

$$(\omega \cdot t)_1 = 40^\circ = 0,7 \text{rad}$$

és

$$(\omega \cdot t)_2 = 180 - 40 = 140^\circ = 2,45 \text{rad}$$

Az integrálási határok:

$$t_1 = \frac{40^\circ}{\omega} = \frac{0,7}{\omega}$$

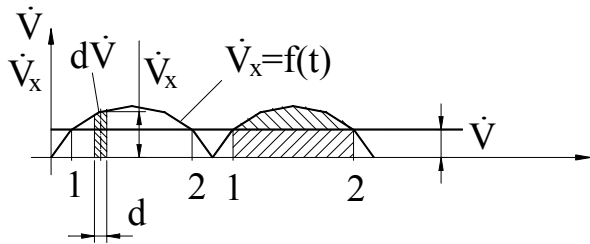
$$t_2 = \frac{140^\circ}{\omega} = \frac{2,45}{\omega}$$

A görbe alatti terület 1-től 2-ig:

$$\int_1^2 dV' = Ar\omega \int_{t_1}^{t_2} \sin \omega \cdot t \cdot dt = \frac{Ar\omega}{\omega} [-\cos \omega \cdot t]_{\frac{40^\circ}{\omega}}^{\frac{140^\circ}{\omega}} = 2Ar \cos 40 = As0,77$$

A levonandó téglalap területe:

$$V \frac{2,45 - 0,7}{\omega} = 2 \frac{Asn}{60} \frac{1,75}{2\pi \cdot n} = As \frac{1,75}{\pi} = As0,56$$



20. ábra

I (m^3) számítása kettős működésű szivattyúnál

a légüstben előforduló maximális, ill. minimális nyomások különbségének és a közepes nyomásnak (p_k) a hányadosa:

$$\delta_p = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{p_k}$$

A szivattyú zavartalan üzeme érdekében a nyomás egyenlőtlenégi foka a tapasztalatok szerint

$$\delta_p = 0,1 - 0,05 \quad (\text{szívólégüst})$$

és

$$\delta_p = 0,05 - 0,02 \quad (\text{nyomólégüst})$$

értékhatárok között vehető fel. Az alsó határnál δ_p kisebbre is választható, de ilyenkor a légüst a szükségesnél magasabbra adódik.

Mivel az ingadozó víztükör megfelelő hűtést biztosít, a légüstben végbemenő állapotváltozás izotermikusnak tekinthető, vagyis a mindenkori nyomás (p) és térfogat (V) szorzata állandó: $p \cdot V = \text{állandó}$.

Ha $p \cdot V = \text{áll.}$, akkor

$$d(pV) = Vdp + pdV = 0$$

amiből

$$\frac{dp}{p} = -\frac{dV}{V}$$

Az elemi változást közelítőleg véges változással helyettesítve a $\frac{\Delta p}{p} = -\frac{\Delta V}{V}$

összefüggést nyerjük, ami azt jelenti, hogy a nyomás egyenlőtlenégi foka a térfogat egyenlőtlenégi fokával egyenlő (a negatív előjel viszont arra utal, hogy a nyomás növekedésével a térfogat csökken és viszont).

Kétszeres működésű szivattyúra tehát:

$$I = 0,77 As - 0,56 As = 0,21 As$$

Az egyszeres és kettős működésű szivattyúra nyert képletek szokásos összevont alakja:

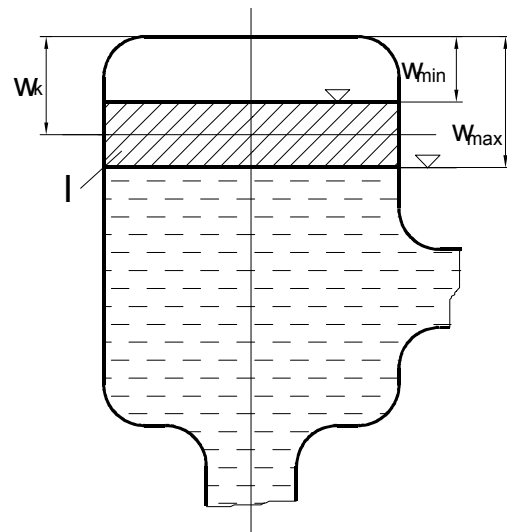
$$I = v \cdot As$$

ahol a v arányossági tényező értékei:

$$v = 0,55 \quad \text{egyszeres működésű szivattyú,}$$

$$v = 0,21 \quad \text{kettős működésű szivattyú esetében.}$$

A légüst méretezése tulajdonképpen annyiból áll, hogy előírjuk a nyomás általunk megengedett egyenlőtlenégi fokát. A nyomás egyenlőtlenégi foka (δ_p)



21. ábra

Légüst méretezése közepes légtérfogatra

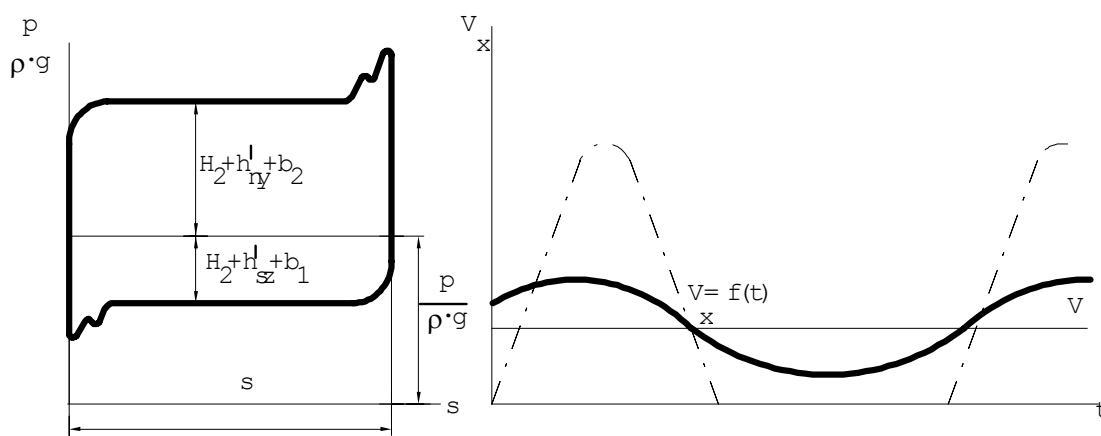
A térfogat egyenlőtlenségi foka pedig a maximális ill. minimális légtérfogat különbségének és a közepes légtérfogatnak a hányadosa, tehát (21. ábra):

$$\delta_p \cong \frac{V_{\max} - V_{\min}}{V_k} = \frac{I}{V_k}$$

amiből a légüst közepes térfogata:

$$V_k = \frac{I}{\delta_p} = \frac{v}{\delta_p} A s \quad (m^3)$$

Légüstökkel felszerelt szivattyú vízszállítását és indikátordiagramját szemlélteti a 22. ábra.

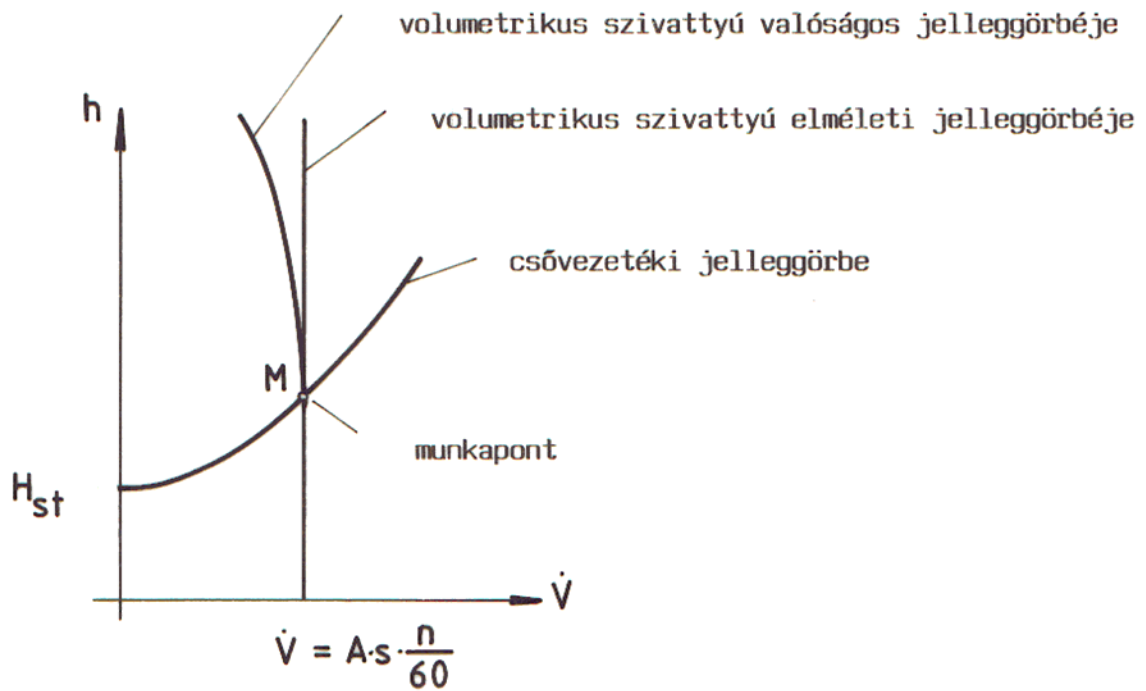


22. ábra

A légüst kiegyenlítően hat a vízszállításra és a hengerben levő nyomásokra

3.4 Dugattyús szivattyú jelleggörbéje, munkapont

A dugattyús szivattyúk folyadékszállítását a henger térfogata határozza meg. Ha ezt a löketszámmal szorozzuk, megkapjuk az időegység alatti elméleti folyadék szállítást. A szállítómagasság elvileg korlátlan lehet. Ha azonban a szállítómagasság növekszik, nagyobb lesz a szelepeken visszafolyó és tömítetlenségeken elfolyó folyadék mennyisége, ezért a nyomás növekedésével a folyadékszállítás kis mértékben csökken. A nyomás növekedésével növekszik a dugattyúra ható erő, és ezzel együtt a hajtóteljesítmény-igény is. A nyomást a hajtómű és a henger szilárdsága, ill. a hajtómotor teljesítménye korlátozza. Célszerű a dugattyús szivattyúk jellemzőit a szállítómagasság függvényében ábrázolni. A dugattyús szivattyúk vesztesége csekély, ezért a hatásfokuk 90-95%-os. Szívóképességük a dugattyú holtponi gyorsulásától függ, ezért a folyadékszállítástól gyakorlatilag független, kizárólag a löketszámtól (és a szerkezeti kiképzéstől, a dugattyú átmérő és löket viszonyától, a szívó légüst és a szívócsonk hosszától, a szívószelep terhelésétől) függ.



23. ábra

Dugattyús szivattyú jelleggörbéje, munkapont

3.5 Dugattyús szivattyú szabályozása

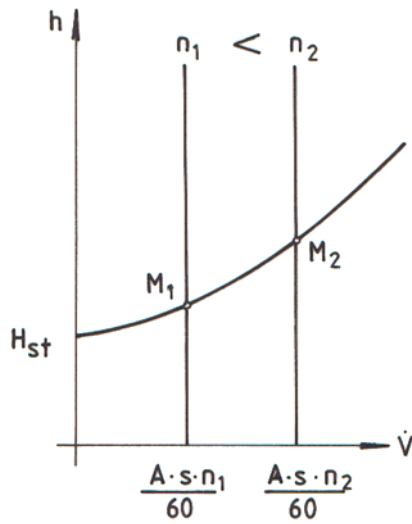
A szivattyúk és csővezetékek összehangolása és ennek révén a mindenkori igényeknek megfelelő folyadékszállítás és emelőmagasság beállítása többféle módon lehetséges:

- fordulatszám szabályozás
- fojtásos szabályozás
- megkerülőágas szabályozás

3.5.1 Fordulatszám szabályozás

Igen gazdaságos, ha a hajtógép fordulatszámja gazdaságosan változtatható.

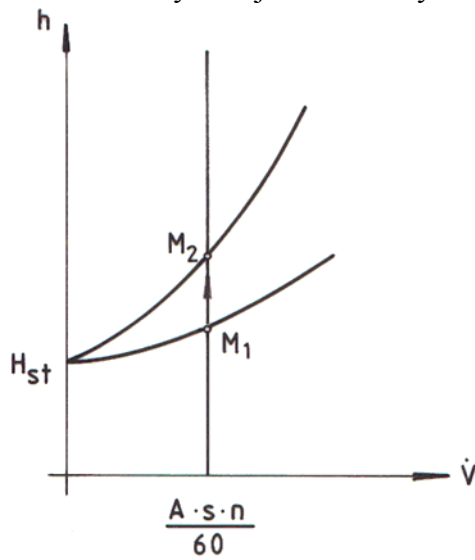
A munkapont a változatlan csővezetéki jelleggörbén mozdul el.



24. ábra
Fordulatszám szabályozás

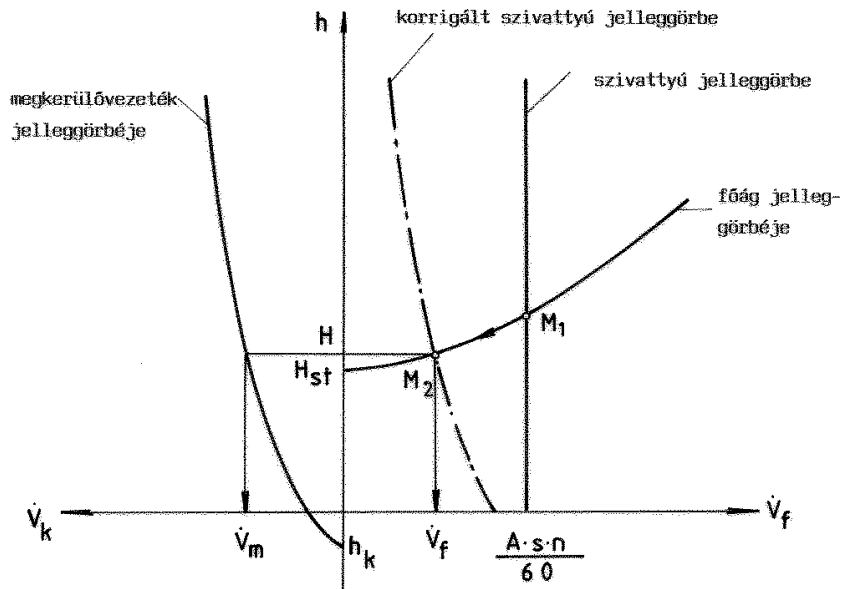
3.5.2 Fojtásos szabályozás

A csővezeték jelleggörbéje a csővezeték ellenállásának növelésével, fojtással módosítható. A volumetrikus szivattyúk fojtásos szabályozása nem lehetséges!

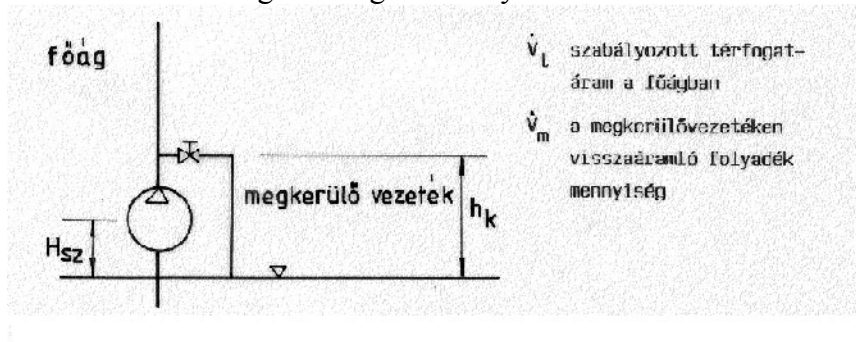


25. ábra
Fojtásos szabályozás

3.5.3 Megkerülőágas szabályozás



26.a ábra
Megkerülőágas szabályozás



26.b ábra
Megkerülőágas szabályozás kialakítása

A veszteségteljesítmény:
$$P_v = \frac{H \cdot V_m \cdot \rho \cdot g}{\eta_{sz}}$$

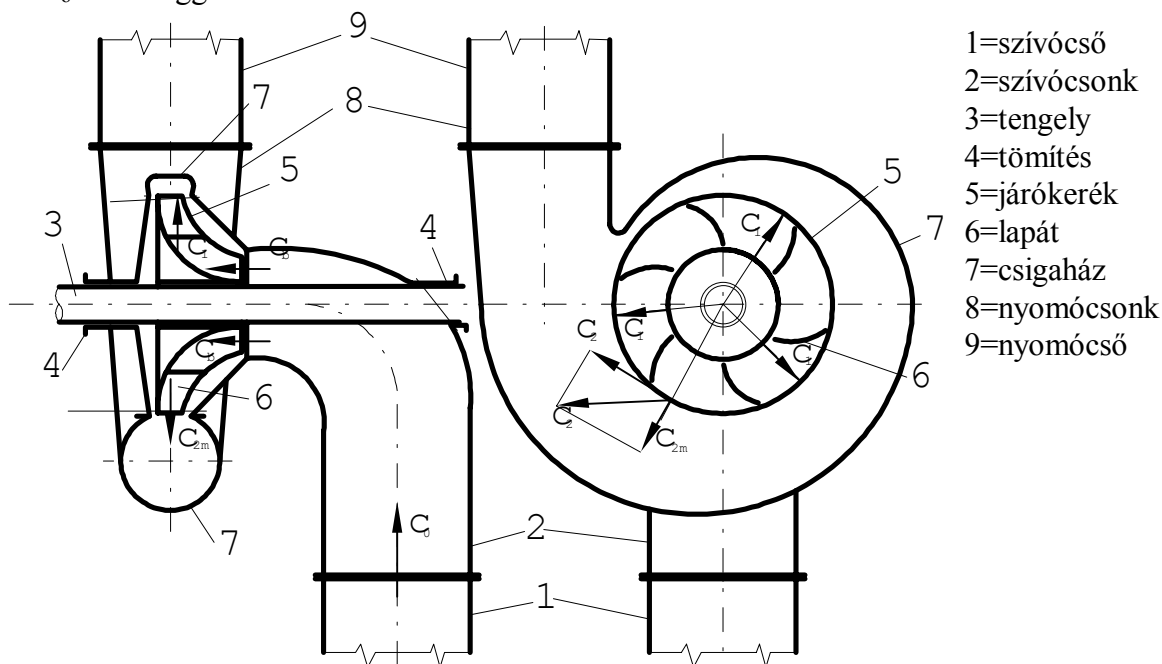
4. Turbinaszivattyúk

4.1 Turbinaszivattyúk működési elve, előnyei, osztályozása

A turbinaszivattyú fő részei:

- a tengelyre ékelt járókerék
- a járókerék köré épített, álló vezetőkerék
- és a csigakerék

A vezetőkerék esetleg elmaradhat, mint pl. a 27. ábrán vázolt egyfokozatú szivattyúnál. Ha a vízzel telt térben a járókerék forogni kezd, a járólapátok közeit megtöltő folyadékra centrifugális erő hat. A centrifugális erő a folyadékreszecskeket a járókerék külső kerülete felé szorítja. A kifelé tóduló vízreszecskek mögött nyomásesés következik be (hasonlóan ahhoz, mint mikor a dugattyús szivattyúknál a dugattyú a felső holtpontra felé halad), minek következtében a külső p_0 légnyomás a szívócsövön keresztül folyadékot nyom a járókerékbe, tehát biztosítja a folyamatos vízutánpótlást. Egy bizonyos n 1/min fordulatszám mellett csakhamar stacionárius (egyenletes, időálló) állapot áll be, vagyis azonos szívó- és nyomócsőátmérőket alkalmazva, a folyadék egyenletes c_0 sebességgel áramlik a vezetékben.



27. ábra

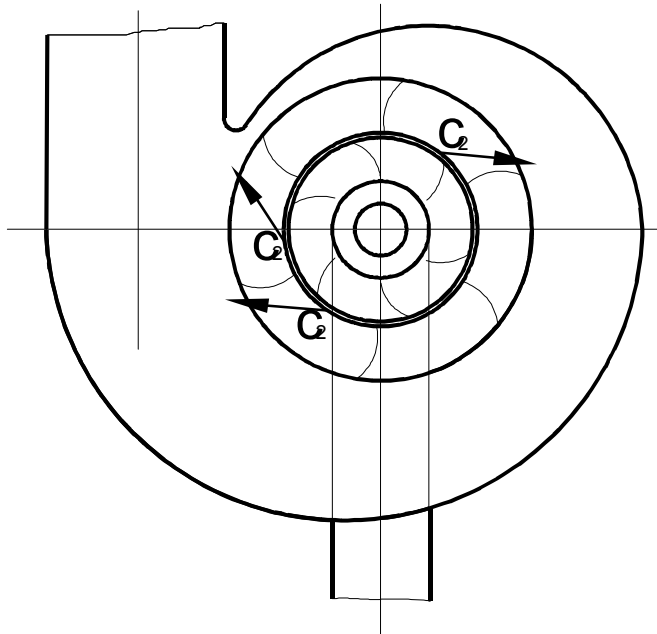
Egyfokozatú (egylépcsős) turbinaszivattyú

A c_0 sebesség belépésnél c_b - re növekszik, mert az átmenő tengely és a kerék agya az áramlási felületet kisebbsíti. A c_b sebesség az ábra második képén a papír síkjára merőlegesen kifelé mutat. A járókerék hátlapja ezután a vízáramot radiális irányba tereli, mégpedig a szokásos szerkezeti kialakítás szerint úgy, hogy a lapátokra kerülő folyadék c_1 sebessége pontosan sugárirányú (27. ábra). A felület további csökkenése folytán $c_1 >$

$c_b > c_o$, amely sebesség a kerület mentén tovább növekszik $c_2 > c_1$ értékre, mivel a folyadék a járókerékben

nyomásenergia + sebességi energia alakjában kapja meg a szükséges H_e súlyegységre eső energianövekedést. A járókerékből kilépő c_2 sebesség többé már nem sugárirányú, hanem a 27.ábrán rajzolt módon ferdén kifelé mutat, hogy a folyadék ne iránytöréssel kerüljön a járókereket körülvevő csigaházba.

A csigaház a járókerék köré hajlított bővülő kör-keresztmetszetű csőidom. Feladata egyrészt az, hogy a járókerékből kilépő vizet a nyomócsőbe terelje, másrészt pedig, hogy a hasznosíthatatlan sebességi energiát diffuzoros jellegével potenciális munkaképességgé alakítsa. Amennyiben az egylépcsős szivattyú vezetőkerékkel is rendelkezik (28.ábra), a vezetőkerék bővülő csatornáiban további nyomásnövekedésre számíthatunk.



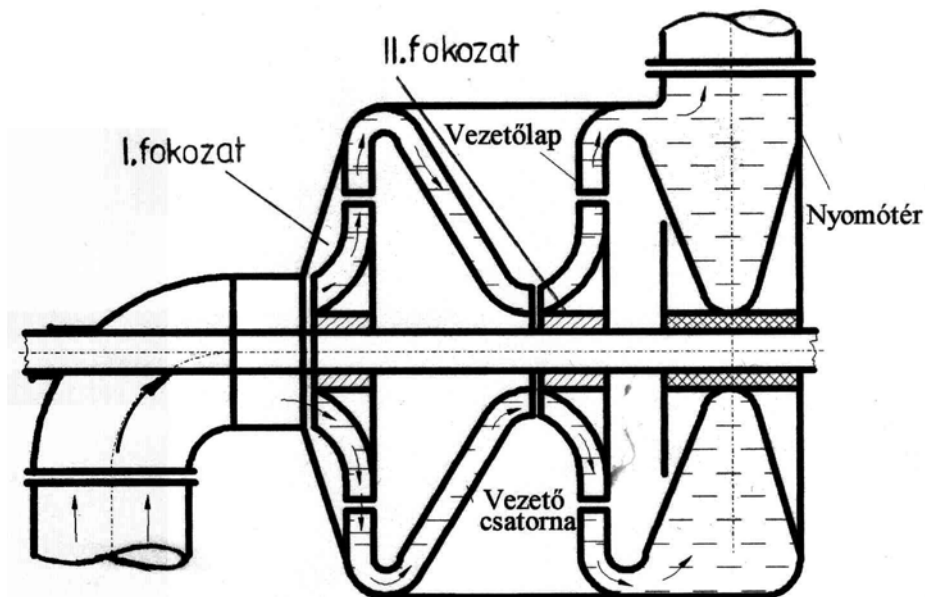
28.ábra

Egylépcsős szivattyú vezetőkerékkel

Többfokozatú (töblépcsős) szivattyú alkalmazására a szükséges H (m) szállítómagasság nagyobbodása estén kerülhet sor. A járókerék és a szállított folyadék között ugyanis nincs kényszerkapcsolat, így a turbínaszivattyú által kifejezhető szállítómagasságnak véges határa van. Túllépve e határt, a járókerék forog ugyan a folyadékban, de a vízszállítás megszűnik. Ilyenkor több kereket sorba kapcsolnak (29.ábra).

Sorba kapcsolt kerekeknél az egyes kerekek által a vízbe táplált energia összeadódik, vagyis ha az első kerekekből H_1 energiatartalommal távozó folyadék a második kerékben H_2 energiatöbbletet kap, akkor a szivattyú eredő szállítómagassága: H

$= H_1 + H_2$ (m). Általában a sorba kapcsolt járókerekek szállítómagassága megegyezik, ilyenkor az eredő szállítómagasság $H = i H_1$ (m) , ahol i a kerekek száma és H_1 egyetlen kerék szállítómagassága. Egy kerékkel maximálisan kb. $H_1 = 100$ m szállítómagasságot lehet megvalósítani. A kerekek számának a tengely megengedhető igénybevétele szab határt: a tapasztalat szerint $i \leq 10$ kell lennie.



29.ábra

Kétlépcsős szivattyú

Töbllépcsős szivattyúnál minden fokozat után vezetékeréket kell beépíteni, mert egyrészt ez tereli a folyadékot a következő járókerékhez, másrészt közben a nem kívánatos sebességi energiát potenciális energiává alakítja.

A forgásban lévő járókerék álló szerkezeti részekkel nem érintkezhet. Emiatt a járókerék és a csigaház, illetve a járókerék és a vezetők közti réseken a folyadék egy része visszafolyik, és újra a kerékbe kerülve körben cirkulál. Ez az ún. résvesztés és a tömítéseken átszivárgó vízmennyiség együttesen alkotják a szivattyú volumetrikus veszteségét.

Összehasonlítva a dugattyús- és a turbinaszivattyú működését, számos körülmény az utóbbi mellett szól. A turbinaszivattyúk előnyei a következők:

1. Vízszállítása egyenletes, a járókerék nyomásviszonyai állandók (nincs nyomásingadozás)
2. Nagy fordulatszámmal járhat, mert a forgó járókerék dinamikailag kiegyensúlyozott alkatrész
3. Hiányoznak a dugattyús szivattyú legkényesebb szerkezeti elemei, a szelepek
4. Fojtással egyszerűen szabályozható.

Ezzel szemben a turbinaszivattyú hátrányai:

1. Összhatásfoka valamivel rosszabb a dugattyús szivattyúénál
2. Szállítómagassága korlátozott.

Mivel előnyei súlyosabban esik latba, mint a hátrányai, a turbinaszivattyú csaknem minden területről kiszorította a különféle dugattyús szivattyúkat. Utóbbiak használata azonban kis folyadékmennyiségek és nagy szállítómagasságok esetében továbbra is indokolt.

4.2 Turbinaszivattyúk osztályozása

A turbinaszivattyúk felosztása több szempont alapján történhet, ezek közül kiragadjuk a szállítomagasság, illetve a járókerék kivitele szerinti csoportosításokat.

Szállítomagasságuk szerint:

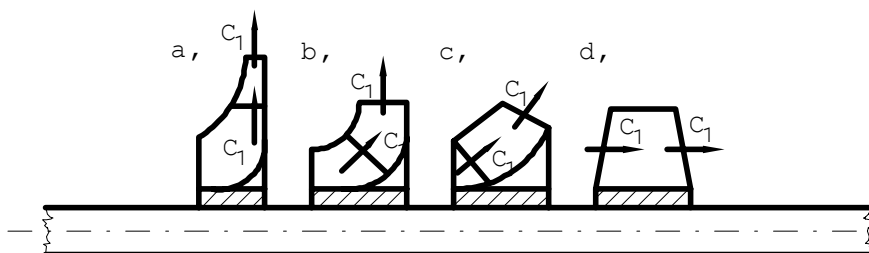
1. Kisnyomású: $H = 20$ m
2. Közepes nyomású: $H = 20 - 50$ m
3. Nagynyomású: $H > 50$ m

szivattyúkról beszélünk. A kisnyomású és közepes nyomású szivattyúk egyfokozatúak, de míg a kisnyomásúak vezetőkerek nélkül, addig a közepes nyomásúak vezérkerékkel készülnek. A nagynyomású szivattyú általában több fokozatból áll, az egyes fokozatok között vezetőkerekeket alkalmazunk.

Járókerekének kivitele szerint a szivattyú

1. radiális átömlésű
2. félaxiális beömlésű
3. félaxiális átömlésű
4. axiális átömlésű lehet.

A radiális átömlésű járókerék lapátjaira sugárirányban távozik a folyadék. Félaxiális beömlésnél már csak a távozás sugárirányú, az érkezés axiálisan vagy félaxiálisan történik, tehát a víz tengelyirányban vagy részben tengely- részben sugárirányban (félaxiálisan) lép a lapátokra. Félaxiális átömlésű a kerék, ha mind az érkezés, mind a távozás félaxiálisan érkezik; végül axiális átömlésű járókerék esetében a folyadék tengelyirányban halad keresztül a lapátcsatornákon.



30.ábra

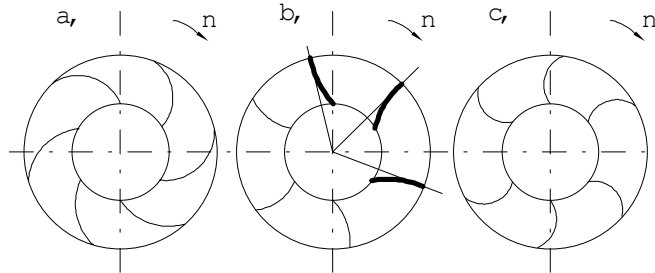
Járókerek típusok ;a/ radiális átömlés ;b/ félaxiális beömlés ;c/ félaxiális átömlés ;d/ axiális átömlés

Eddigi ábráinkon radiális átömlésű kerekeket rajzoltunk, most a 30.ábra csoport mind a négy kerékfajtát feltünteti. A lapátok alsó élét belépőélnék, a felső élét kilépőélnék nevezzük. A víz sebessége a belépőélnél c_1 , a kilépőélnél pedig c_2 . A négy kerékfajtára jellemző, hogy szállítomagasságuk a radiálisról az axiális felé csökken, viszont a szállítható vízmennyiség növekszik. Radiális átömlésű járókerék kis vízmennyiség és nagy szállítomagasság, félaxiális kerék közepes vízmennyiség és közepes szállítomagasság, axiális átömlésű járókerék pedig nagy vízmennyiség és kis szállítomagasság esetén kerül alkalmazásra. Azt, hogy a "kis", "közepes" és "nagy" megjelölések alatt mi értendő, a jellemző fordulatszámokkal foglalkozó fejezetben fogjuk megvilágítani.

A teljesen radiális átömlésű járókerék lapátjai síkgörbék, a félaxiális és axiális átömlésnél használatos lapátok már térben görbítettek. Részletesebben csak a síkgörbe lapátosítás (radiális átömlésű) járókerekekkel foglalkozunk, amelyek háromféle

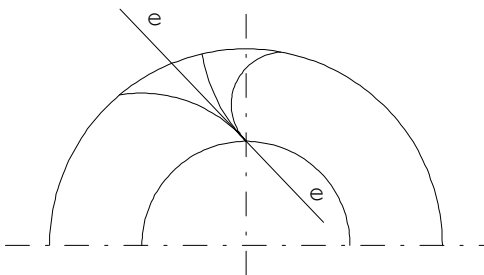
1. hátrahajló
2. radiális
3. előreahajló kivitelben készülnek. (31. ábra)

A hátrahajló lapát a forgásiránnyal ellenkező, az előreahajló a forgásiránnyal megegyező irányba görbül, míg a radiális lapát kilépő élének érintője sugárirányú.



31. ábra

Lapátalakok: a/ hátrahajló ;b/ radiális ;c/ előreahajló lapátosítás



32. ábra

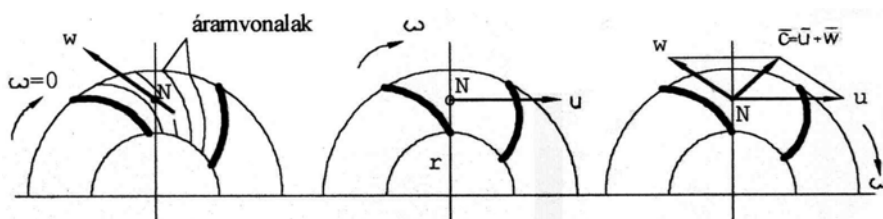
A háromféle lapát közös jellemzője az, hogy - a 32. ábra szerint - belépő élük érintője egybeesik. Amint csakhamar látni fogjuk, a lapát alakja a kerék szállítómagasságára jelentős befolyással van.

A hátrahajló, előreahajló és radiális lapátok belépőéléhez vont érintők egybeesnek

4.3 Sebességi háromszögek. Az Euler - féle alapegyenlet

A járókeréken áthaladó folyadék abszolút, a Földhöz viszonyított sebessége (c) két részből tevődik össze. A vízcsoportok a lapátcsatornában a járókerékhez viszonyított relatív sebességgel (w) áramlanak, közben a járókerékkel együtt elfordulnak. A vízcsoportoknak a forgásból származó kerületi sebessége (u) minden pontban megegyezik a járókerék kerületi sebességével.

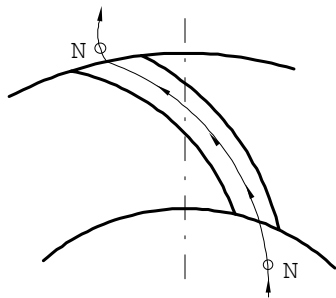
A 33. ábrán a szuperpozíció elvével élve úgy származtattuk le egy N



33. ábra

vízrészecske abszolút sebességét, hogy álló járókeréken képzelt átömlésének w sebességéhez vertikálisan hozzáadtuk azt az u kerületi sebességet, amellyel a részecske akkor rendelkezik, ha átömlés nélkül a járókerékbe zárva forogna. Üzem közben ugyanis az átömlés és a forgómozgás egyidejűleg történik, így $\bar{c} = \bar{u} + \bar{w}$, ahogyan a harmadik képen megrajzoltuk.

A kerületi sebesség adott ω szögsebesség mellett bárhol könnyen számolható, a relatív sebességnek azonban csak az iránya ismert. A relatív sebesség iránya minden pontban az illető ponton áthaladó áramvonal érintőjébe esik, az áramvonalak pedig igen sűrű (végtelen sűrű) lapátózásnál egybevágó görbesereget alkotnak (34.ábra). A valóságban alkalmazott véges lapátszám miatt az áramvonalak sem egymással, sem a lapátokkal nem egybevágóak, ezért ezen kiindulási feltételükből nyert eredményeinket a későbbiekben korrigálnunk kell. A kerületi, relatív és abszolút sebességekkel rajzolt $\bar{c} = \bar{u} + \bar{w}$ vektorháromszöget sebességi háromszögnek nevezzük. Számításaink szempontjából különös jelentőségű a belépő-, illetve a kilépőélnél készített belépő sebességi háromszög és kilépő sebességi háromszög.



34. ábra

Igen sűrű lapátózás mellett az N részecske a lapátokkal egybevágó görbén halad a be- és a kilépőél lözött

A megkülönböztetőség kedvéért a belépő háromszög sebességeit 1, a kilépő sebességeket 2 indexszel szokták ellátni. Mivel belépőélnél az érintője azonos, a hátrahajló, radiális és előrehajló lapát ugyanazon ω szögsebességnél egybevágó belépő sebességi háromszögekkel rendelkezik. A kilépő sebességi háromszögek azonban a kilépőélek eltérő érintője következtében más és más jellegűek. Bár a lapátra legtöbbször radiálisan érkezik a folyadék (c_1 sugárirányú), az általánosság kedvéért az ábrákon eltérő esteket vázoltunk. A w_1 és w_2 sebességnek csak az irányát ismerjük, nagyságukat egyenlőre tetszőlegesen vettük fel.

Az abszolút c sebesség kerületi sebesség irányába eső komponense az ún. rotációs komponens vagy rotációs sebesség, (c_u), az erre merőleges, tehát sugárirányú összetevő a meridián-komponens vagy meridián-sebesség, vagyis $\bar{c} = \bar{c}_u + \bar{c}_m$ (35.ábra). A \bar{c} és \bar{u} vektorok által bezárt szöget α -val, az \bar{u} és \bar{w} közötti szöget β -val jelöljük. Az utóbbi elnevezése lapátszög, mert mindenütt a lapát érintője határozza meg (w az érintő irányába esik).

A 36.ábrán belépő sebességi háromszögre vonatkoztattuk ezeket a jelöléseket, a 37.ábrán pedig a lapátalaktól függő kilépő sebességi háromszögekre.

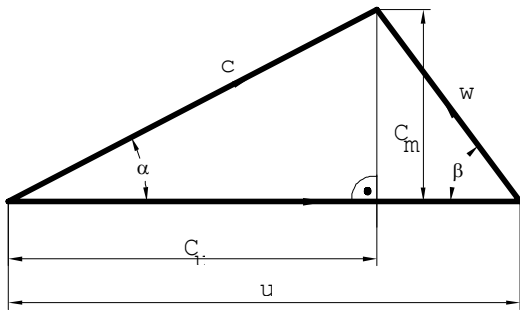
Közvetlenül belátható, hogy a járókereken átömlő vízmennyiség a c_m meridián-sebességtől függ. Legyen a járókerék átmérője belépésnél D_1 (belső átmérő), kilépésnél D_2 (külső átmérő), a lapátcsatorna szélessége pedig b_1 , illetve b_2 , (38.ábra), akkor az átömlési felületek, figyelmen kívül hagyva a lapátok véges vastagságát:

$$F_1 = D_1 \cdot \pi \cdot b_1 \quad (\text{m}^2)$$

$$F_2 = D_2 \cdot \pi \cdot b_2 \quad (\text{m}^2)$$

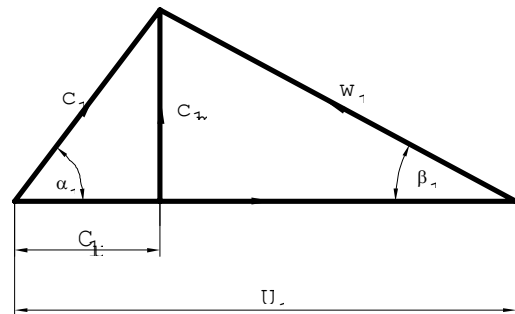
Az átömlési felület és az erre merőleges sebesség-összetevő szorzata szolgálja a szállított vízmennyiséget, tehát

$$V = F_1 \cdot c_{1m} = F_2 \cdot c_{2m} = F \cdot c_m$$



35.ábra

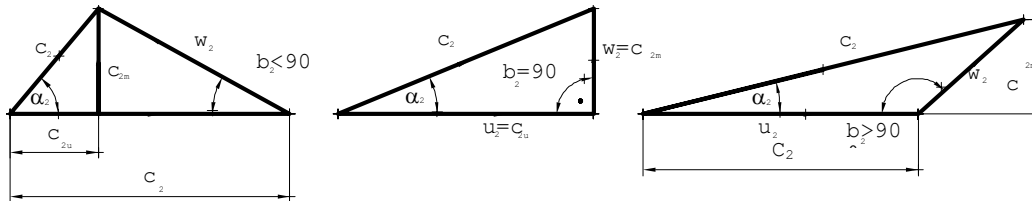
Az abszolút sebesség felbontása u-irányú és arra merőleges komponensekre



36.ábra

Belépő sebességi háromszög

Ha $c_m=0$, akkor a járókerékben lévő víztömeg a kerékkel együtt forog, de nem halad a külső kerület felé.



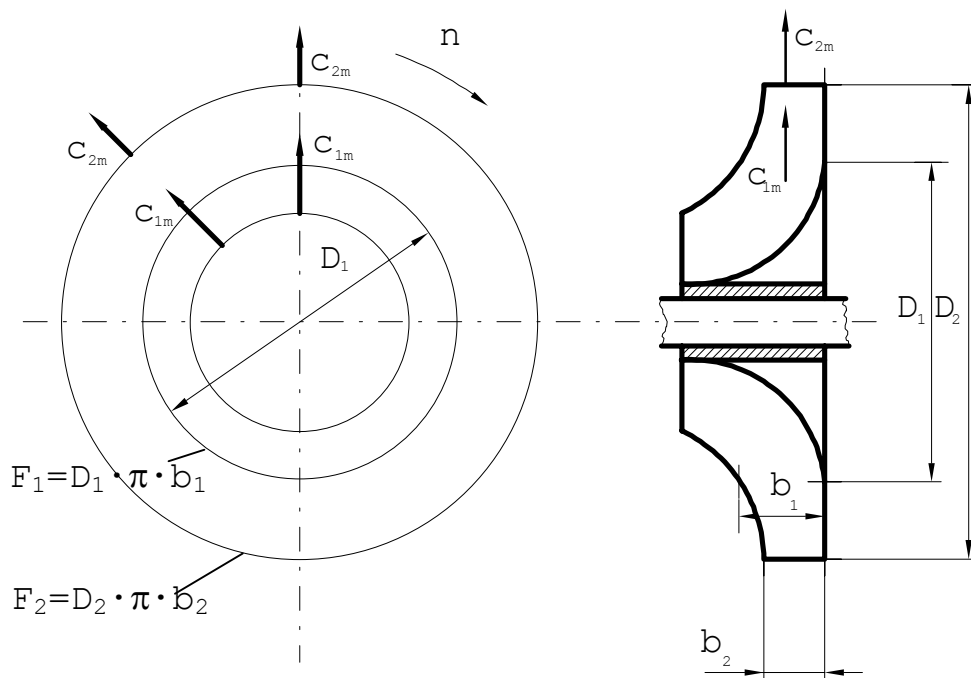
37.ábra

Hátrahajló, radiális és előrehajló lapát kilépő sebességi háromszögei

Eszerint a c_m összetevő a szállított vízmennyiségre, a c_u komponens pedig a járókerék szállítómagasságára van döntő befolyással. rendszerint kikötjük, hogy $c_{1m} = c_{2m} = c_m$

legyen, vagyis hogy a meridián-sebesség átömlés közben állandó maradjon.

A kontinuitás tétele alapján ez csak akkor lehetséges, ha $F = D \cdot \pi \cdot b = \text{áll.}$ belépéstől kilépésig. Mivel kifelé D növekszik, a csatornaszélességnek (b) folytonosan kisebbnednie kell, ahogyan a 38.ábra második képén látható.



38.ábra

A vízmennyiség a meridián sebesség függvénye

A járókerék szállítómagasságának számítással való meghatározásának céljából a 39.ábra alapján felírhatjuk a Bernoulli-egyenletet a járókerék belépő és kilépő éle között, figyelembe véve, hogy a folyadék súlyegysége közben $H_{e\infty}$ (m) energiátöbbletre tesz szert. A $H_{e\infty}$ (m) elméleti végtelen szállítómagasság azért elméleti végtelen, mert feltételezzük az áramvonalak és lapátgörbék egybevágóságát, ami csak végtelen lapátszám esetén lehetséges.

Tehát:

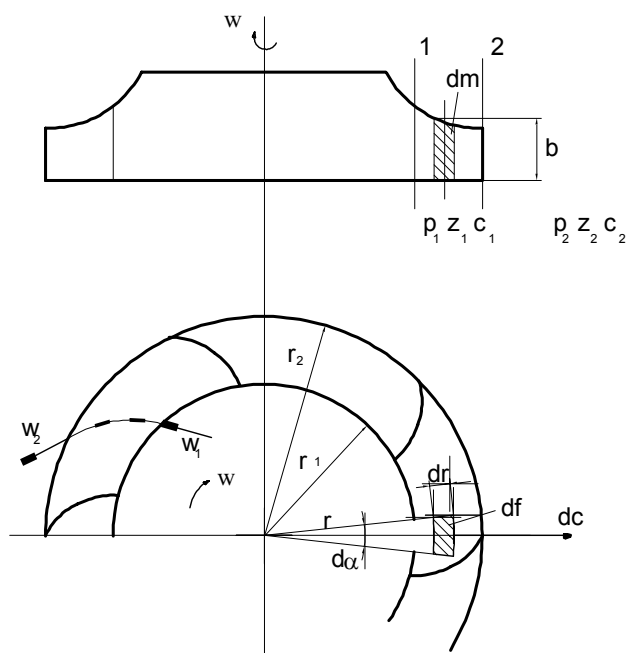
$$H_{e\infty} + \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + z_1 = \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + z_2$$

amiből a járókerék elméleti végtelen szállítómagassága:

$$H_{e\infty} = z_2 - z_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} \text{ (m)}$$

Mivel $z_2 = z_1$, a $z_2 - z_1$ tag kiesik a szivattyúk kis geometriai mérete miatt,

$$\text{ezzel } H_{e\infty} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} \text{ (m)}$$



39.ábra

A járókerék szállítómagassága

További erőforrásaink arra irányulnak, hogy a $\frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g}$ tagot a sebességi háromszögek adataival fejezzük ki. Ezért ismét a szuperpozíció elvéhez folyamodva a következőképpen okoskodunk: a nyomásemelkedés az álló járókeréken w sebességgel áthaladó folyadék nyomásnövekedésének és a járókerékbe zárt, azzal együtt forgó folyadék nyomásnövekedésének összege:

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} = \frac{p_2' - p_1'}{\rho \cdot g} + \frac{p_2'' - p_1''}{\rho \cdot g}$$

ahol $\frac{p_2' - p_1'}{\rho \cdot g}$ az áthaladásból, $\frac{p_2'' - p_1''}{\rho \cdot g}$ pedig a forgómozgásból származó nyomásmagasság - különbség a belépőél és a kilépőél között.

A $\frac{p_2' - p_1'}{\rho \cdot g}$ tag az álló kerékre felírt Bernoulli - egyenletből egyszerűen számítható.

Veszteségmentes áramlásra ugyanis ekkor

$$\frac{w_1^2}{2g} + \frac{p_1'}{\rho \cdot g} = \frac{w_2^2}{2g} + \frac{p_2'}{\rho \cdot g}$$

amiből
$$\frac{p_2' - p_1'}{\rho \cdot g} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (m)$$

Komplikáltabb ennél a $\frac{p_2'' - p_1''}{\rho \cdot g}$ tag meghatározása. A járókerékbe zárt folyadék nyomása a centrifugális erő növekedése folytán nagyobbodik a külső kerület felé, A

középponttól r távolságban forgó elemi dm folyadéktömegre $dC = dmr\omega^2$ centrifugális erő hat, ahol a 39. ábra jelöléseivel $dm = r d\alpha \cdot dr b \cdot \rho$. Az elemi vízrész külső dA felületére a centrifugális erőből származó $dp = \frac{dC}{dA}$ nyomástöbblet nehezedik. Mivel $df = (r + dr)d\alpha \cdot b \approx r d\alpha \cdot b$ (a $dr d\alpha \cdot b$ másodrendűen kicsi tagot elhanyagoljuk)

$$dp = \frac{\rho \cdot r d\alpha \cdot dr b r \omega^2}{r d\alpha \cdot b} = \rho \cdot \omega^2 r dr$$

amiből
$$\int_{p_1''}^{p_2''} dp = \rho \cdot \omega^2 \int_{r_1}^{r_2} r dr$$

és
$$p_2'' - p_1'' = \rho \cdot \omega^2 \frac{r_2^2 - r_1^2}{2}$$

Beírva az $r_2^2 \omega^2 = u_2^2$ és $r_1^2 \omega^2 = u_1^2$ egyenlőségeket, a keresett nyomásmagasság - különbség:

$$\frac{p_2'' - p_1''}{\rho \cdot g} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \quad (m)$$

Eszerint
$$\frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} = \frac{p_2' - p_1'}{\rho \cdot g} + \frac{p_2'' - p_1''}{\rho \cdot g} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \quad (m)$$

amivel az elméleti végtelen szállítómagasság:

$$\begin{aligned} H_{e \infty} &= \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} = \frac{c_2^2 - c_1^2 + w_1^2 - w_2^2 + u_2^2 - u_1^2}{2g} = \\ &= \frac{c_2^2 + u_2^2 - w_2^2 - (c_1^2 + u_1^2 + w_1^2)}{2g} \end{aligned} \quad (m)$$

A 40. ábrán rajzolt tetszőleges sebességi háromszögre most felírjuk a cosinus - tétel

$$w^2 = c^2 + u^2 - 2uc \cdot \cos \alpha = c^2 + u^2 - 2uc_u$$

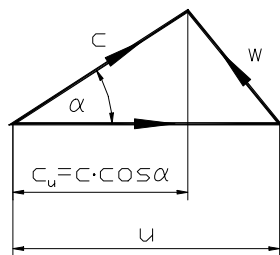
és a kapott eredményt megfelelő indexekkel $H_{e \infty}$ kifejezésébe helyettesítjük:

$$\begin{aligned} H_{e \infty} &= \frac{c_2^2 + u_2^2 - (c_2^2 + u_2^2 - 2u_2 c_{2u}) - [c_1^2 + u_1^2 - (c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 c_{1u})]}{2g} = \\ &= \frac{2u_2 c_{2u} - 2u_1 c_{1u}}{2g} = \frac{c_{2u} u_2 - u_1 c_{1u}}{g} \end{aligned}$$

(m)

$$\boxed{H_{e \infty} = \frac{c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1}{g}} \quad (m)$$

az Euler - féle alapegyenlet.



40.ábra

Sebességi háromszög

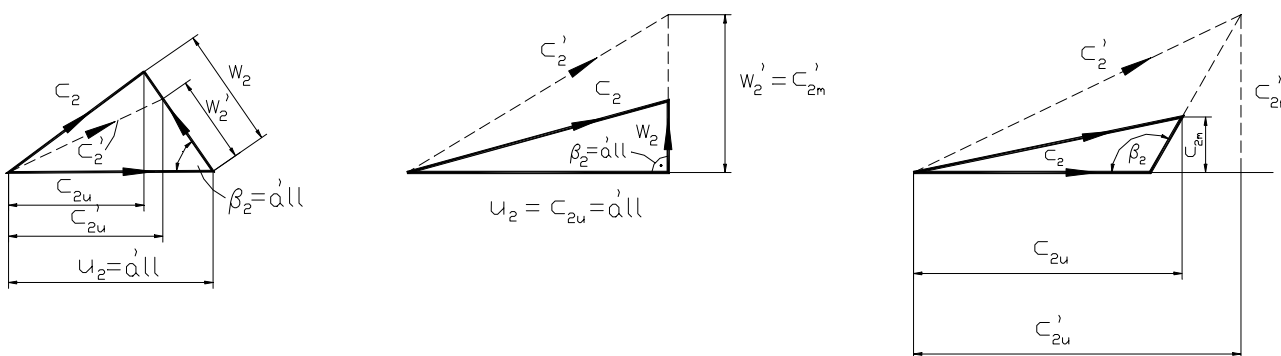
A járókerék elméleti végtelen szállítómagasságát sikerült tehát a sebességi háromszögek adatainak segítségével kifejezni. Azonos körülmények között $H_{e\infty}$ annál nagyobb, minél kisebb a számlálóban levonásra kerülő $c_{1u} \cdot u$ tag. Szélső esetben $c_{1u} \cdot u = 0$ lehet, ha $c_{1u} = 0$ (mivel u zérustól különbözik), ez pedig c_1 és u_1 merőlegessége esetén következik be. Ezért a járókeréket eleve így, ún. perdületmentes belépésre tervezik. Ekkor

$$H_{e\infty} = \frac{c_{2u} \cdot u_2}{g} \quad (m)$$

az Euler - egyenlet perdületmentes belépés esetén.

4.4 A szivattyú jelleggörbéi

A 41.ábra csoporton azt vizsgáljuk, állandó fordulatszám mellett, hogyan függ össze a vízmennyiség (V) és az elméleti végtelen szállítómagasság ($H_{e\infty}$) változása.



41.ábra

H_e és V összefüggése különböző lapátvezetéseknél

A 41.ábra első képén egy hátrahajló lapátvezetésű járókerék kilépő sebességi háromszöge szerepel. Ha az átfolyó vízmennyiséget $\dot{V} = A_2 c_{2m}$ -ről $\dot{V} = A_2 c_{2m}'$ értékre csökkentjük, az új sebességi háromszög csúcsa csakis a relatív sebesség által kijelölt egyenesre kerülhet, mert w iránya a kilépőél érintőjébe esik, a kilépőél érintője pedig (a β_2 lapátszög) adott járókerékre nézve állandó. Ugyanez a helyzet radiális, illetve előrehajló lapátvezetés esetén is. Mindent összevetve: ha állandó fordulatszámon megváltoztatjuk az átfolyó vízmennyiséget, relatív sebesség nagysága, valamint az abszolút sebesség iránya és nagysága változik meg. Az utóbbi körülmény $H_{e\infty}$ módosulásához vezethet. Például hátrahajló lapátvezetésnél, amint az ábrából közvetlenül

kiolvashatjuk, csökkenő meridián-sebességhez (vízszállításhoz) növekvő rotációs sebesség (szállítómagasság) tartozik.

A 41. ábra első képe alapján:

$$c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2}$$

A tört számlálóját és nevezőjét A_2 -vel szorozva:

$$\frac{A_2 c_{2m}}{A_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} = \frac{V}{A_2 \operatorname{tg} \beta_2}$$

amivel

$$c_{2u} = u_2 - \frac{V}{A_2 \operatorname{tg} \beta_2}$$

majd mindkét oldalt megszorozva $\frac{u_2}{g}$ -vel :

$$\frac{c_{2u} \cdot u_2}{g} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{Vu_2}{A_2 g \cdot \operatorname{tg} \beta_2}$$

Az egyenletben $\frac{c_{2u} u_2}{g} = H_{e\infty}$, továbbá mivel u_2 , g, A_2 és β_2 állandó, a

$H_{e\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{V}{\frac{A_2 g \cdot \operatorname{tg} \beta_2}{u_2}}$ kifejezés szerint a $H_{e\infty}=f(V)$ összefüggés lineáris (mert mint

$H_{e\infty}$, mind V az első hatványon szerepel), tehát a V - $H_{e\infty}$, koordináta-rendszerben egyenessel ábrázolható. Amennyiben $\dot{V} = 0$, egyenletünkből $H_e = \frac{u_2^2}{g}$ adódik, és ha

$H_e=0$, akkor $\frac{u_2^2}{g} = \frac{Vu_2}{A_2 g \cdot \operatorname{tg} \beta_2}$, amiből $V=u_2 A_2 \operatorname{tg} \beta_2$ (42. ábra).

A kapott eredményeink szerint $H_{e\infty}=f(V)$ a H -tengelyt az $\frac{u_2^2}{g}$, a V -tengelyt az $u_2 A_2 \operatorname{tg} \beta_2$ pontban metszi.

A két pontot összekötve jutunk a $H_{e\infty}=f(V)$ egyeneshez.

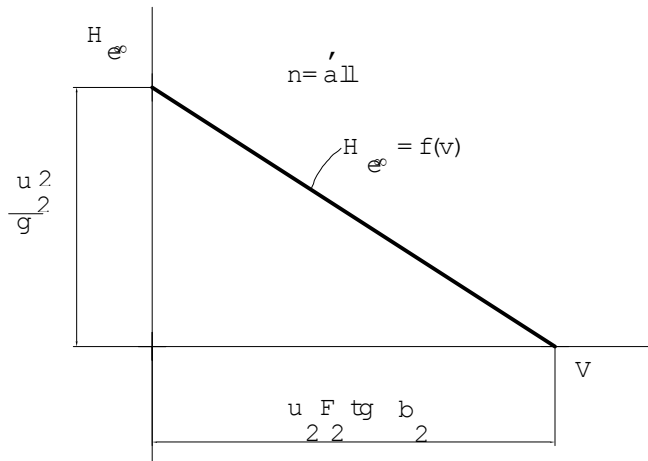
A radiális lapátózásnál különböző c_{2m} értékekhez mindig ugyanaz a c_{2u} áll. Tartozik. Ez azt jelenti, hogy függetlenül a vízmennyiségtől $H_{e\infty}$ =áll., vagyis a $H_{e\infty}=f(V)$ függvényképe a V - H_e koordináta-rendszerben V -tengellyel párhuzamos egyenes

Végül előrehajtó lapátózás esetén a 41. ábra harmadik képe szerint

$$c_{2u} = u_2 + \frac{c_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2} = u_2 + \frac{V}{A_2 \operatorname{tg} \beta_2} \quad \left| \cdot \frac{u_2}{2} \right.$$

$H_{e\infty} = \frac{u_2^2}{g} + \frac{Vu_2}{A_2 g \cdot \operatorname{tg} \beta_2}$ (m), tehát $H_{e\infty}=f(V)$ összefüggés megint lineáris, de most \dot{V} növekedésével $H_{e\infty}$ is növekszik. Az egyenes képe a $\dot{V} = 0$ abszcisszánál metszi a H -

tengelyt, akkor $H_{\infty} = \frac{u_2^2}{g}$ (m). A 43. ábrán együtt tüntettük fel a különböző lapátózások $H_{\infty}=f(V)$ függvénykapcsolatának képeit.



42. ábra

Hátrahajló lapátózás $H_e=f(V)$ egyenese

módosításra szorul. A véges lapátszám szállítomagasságot csökkentő hatása egy λ perdületapadási tényező beiktatásával vehető számításba:

$$H_e = \lambda \cdot \frac{c_{2u} \cdot u_2}{g} [\text{m}]$$

majd az $\eta_h = \frac{H}{H_e}$ összefüggés felhasználásával a valóságos szállítomagasság

$$H_e = \lambda \cdot \eta_h \cdot \frac{c_{2u} \cdot u_2}{g} [\text{m}]$$

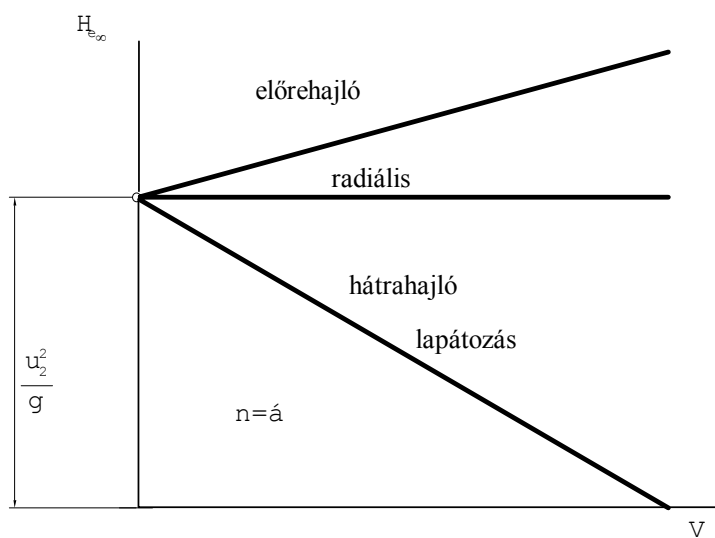
alakban írható fel. Szokásos bevezetni még a $\xi = \frac{c_{2u}}{v_2}$ ún. áttételi számot, amivel a járókerék manometrikus szállítomagassága $c_{2u} = \xi \cdot u_2$ helyettesítés után:

$$H_e = \lambda \cdot \eta_h \cdot \xi \cdot \frac{c_2^2}{g} [\text{m}]$$

a módosított alapegyenlet.

A jelleggörbék összevetésekor úgy tűnik, hogy az előrehajló lapátózás biztosítja számunkra a legkedvezőbb üzemi feltételeket. A valóságban azonban a veszteségek torzító hatása miatt a jelleggörbék nagyjából hasonló alakot vesznek fel, így a lapátózás megválasztásánál egyéb szempontok kerülnek előtérbe. Nagyfokú üzemi megbízhatósága folytán az esetek túlnyomó többségében hátrahajló lapátózású járókereket alkalmazunk.

A végtelen lapátszámra és veszteségmentes áramlásra levezetett egyenlet valóságos viszonyok között



43. ábra

Elméleti $H_e=f(V)$ egyenesek

Az egyenletben mindig $\lambda < 1$, továbbá η_h értéke nem állandó, hanem a tervezett V_n , H_n normál állapottól eltérő üzemviszonyoknál romlik. Az utóbbi körülmény következményeként a hátrahajló radiális és előrehajló lapátózású járókerék $H=f(V)$ görbéje egyaránt a 44. ábrán feltüntetett jelleggörbéhez válik hasonlóvá, vagyis a valóságban növekvő vízmennyiségekhez mindhárom keréknél csökkenő szállítómagasság tartozik. Mindössze a kezdeti szakaszon, kis vízmennyiségeknél mutatkozik - a lapátalaktól függetlenül - némi szállítómagasság-növekedés.

A $H_e=f(Q)$ egyenes felrajzolása után a

$$H = \eta_h \cdot H_e = f(Q)$$

függvényábrára is felrajzolható lenne, ha az $f(Q)$ összefüggést ismernénk. Ennek hiányában csak a veszteségek közelítő meghatározására szorítkozhatunk, mert akkor a

$$H = H_e - \sum h'$$

összefüggés alapján a $H_e=f(Q)$ görbe is ábrázolható lesz.

A veszteségeket vizsgálva válasszuk külön az áramlási és iránytörési veszteségeket, illetve a folyadéksúrlódásból és a leválásból származó veszteségeket. Állapítsuk meg tehát az áramlási veszteségeket.

$$h' = f(Q)$$

és a gyors irányváltozásból származó veszteségek

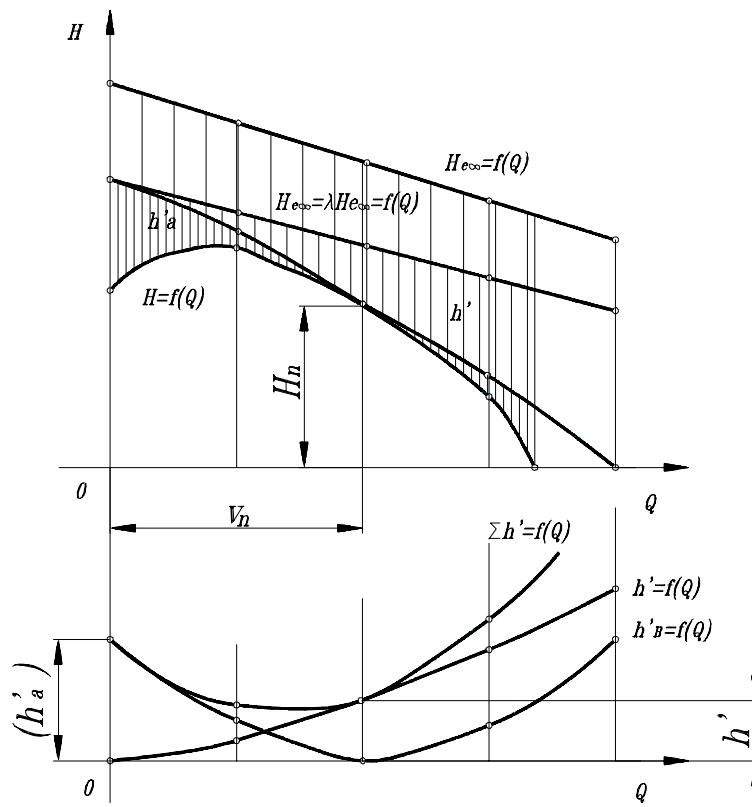
$$h'_e = f(Q)$$

függvényábráját.

Az áramlási veszteség a szívócsonktól kezdve a járókereken és a vezetőkereken át a csigaházig, illetve a nyomócsonkig a legváltozatosabb hidraulikai veszteségekből tevődik össze. Ezeknek külön-külön számítása részben nem is volna lehetséges, részben pedig igen hosszadalmas lenne, de nincs is erre szükség. Minden áramlási veszteség, mint tudjuk, a lendülettel arányos, és

$$h' = \zeta \frac{c^2}{2g}$$

alakban írható fel. Mivel általánosan $Q=f \cdot c$, nyilvánvaló, hogy a $h'=f(Q)$ függvényábrára egy olyan parabola, amely a tengelykereszt középpontján megy át, mivel ott $Q=0$, és így h' is zérus.



44. ábra
Valóságos jelleggörbe szerkesztése

A $h'=f(Q)$ parabolának a tengelypontján kívül legalább még egy pontját kell ismerni ahhoz, hogy metrajzolható legyen. Ehhez a ponthoz a következő elgondolással jutunk. Annál a folyadékmennyiségnél és fordulatszámánál, amelyre a gépet tervezték, iránytörési veszteség nincsen, mert éppen ezen körülmények között határoztuk meg a lapátszögeket úgy, hogy iránytörések ne legyenek. Ennél a Q_n folyadékmennyiségnél tehát $h'_B=0$, és

$$\sum h' = h'_a + h'_B = h',$$

vagyis

$$h = H_{en} - H_n,$$

ahol H_{en} a Q_n -hoz tartozó, már ismert érték, és H_n az a szállítómagasság, amelyre a gépet tervezték. A $h'=f(Q)$ parabolának két pontja (a $Q=0$ és a $Q=Q_n$ helyen) ismert lévén, az megrajzolható.

A veszteségparabola megrajzolása után annak metszékeit a $H_e=f(Q)$ egyenesből levonva, a

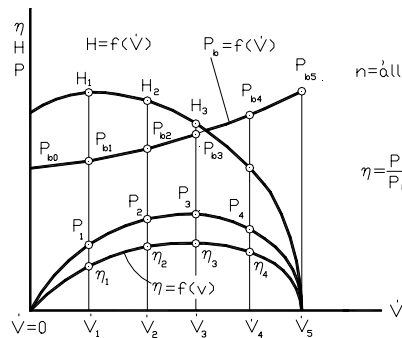
$$H_e - h' = f(Q)$$

görbe is megrajzolható. Ha iránytörési veszteségek nem volnának, akkor ez a görbe már a keresett $H=f(Q)$ jelleggörbe volna.

A h'_B veszteségek változását két szempontból is vizsgálat tárgyává lehet tenni. Megvizsgáljuk egyrészt a klasszikus iránytörés szempontjából, vagy a szárnymetszeteken végzett vizsgálatok eredményeinek felhasználásával. Mindkét eljárás ugyanazon eredményre vezet, melyet a tervezők úgy vesznek figyelembe – mint fent már szó volt róla – , hogy az un. normálpontban – a vélt üzemiállapotban – minimalizálják az iránytörési veszteség értékét ($h'_B=0$) és mint minden dinamikus veszteséget ezt is másodfokú parabolával közelítik.

Megjegyezzük még, hogy a hasznos teljesítmény az origóban és abban a pontban zérus, ahol $H=f(V)$ a V -tengelyt metszi, mivel az előbbi esetben $V=0$, az utóbbiban $H=0$ kerül a hasznos teljesítmény képletébe. Természetesen ahol a hasznos teljesítmény zérus, ott a hatásfok szintén zérusnak adódik.

A szivattyú tervezési- vagy normálpontja feltehetően a legjobb hatásfok ordinátája által kijelölt pont a $H=f(V)$ görbén (45.ábra).

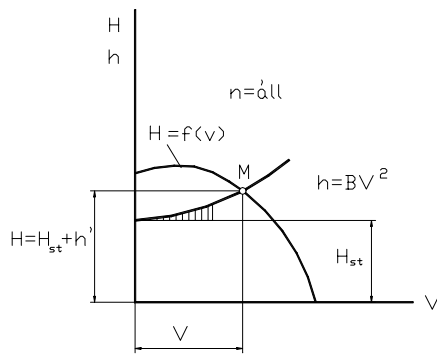


45.ábra

A szivattyú jelleggörbéi

A munkapont, az a vízmennyiség és szállítómagasság, amelyek mellett a szivattyú adott csővezetékre dolgozik, megint a szivattyú, illetve a csővezeték jelleggörbéjének metszéspontja (46.ábra). Amennyiben ismerjük a kívánt vízmennyiséget, szállítómagasságot és a csatlakozó csővezetékét, a szivattyút a munkapontra tervezzük. Ideális esetben tehát a munkapont és a normálpont egybeesik.

Előfordulhat azonban, hogy valamilyen oknál fogva üzem közben változtatnunk kell a vízmennyiséget. A vízszállítás változtatása, az un. szabályozás legegyszerűbben tolózárrel történhet. A nyitott tolózár ellenállástényezője jelentéktelen, de zárás közben ξ rohamosan növekszik, és teljesen zárt állapotban végtelen nagyra válik.



46.ábra

A szivattyú munkapontja

A $h'=BV^2(m)$ képletben B nagyságát a különböző ellenállás-tényezők határozzák meg, tehát a tolózár zárásával együtt nagyobbodik B, ami a $h'=BV^2$ másodfokú parabola egyre meredekebb emelkedését vonja maga után.

4.5 Dimenzióanalízis a centrifugál szivattyúknál

A dimenzióanalízisről korábban tanultak alapjánelmezhető a berendezés hajtásához szükséges teljesítmény (P) $[M L^2 T^{-3}]$

Mely függ:

teljes emelőmagasság (p_t) $[M L^{-1} T^{-2}]$

térfogatáram (Q) $[L^3 T^{-1}]$

forgási sebesség (ω) $[T^{-1}]$

belső átmérő (D) $[L]$

felületi érdesség (ε) $[L]$

sűrűség (ρ) $[M L^{-3}]$

folyadék viszkozitása (μ) $[M L^{-1} T^{-1}]$

A dimenziómátrix felírása majd a lineáris egyenletrendszer megoldása után az alábbi hasonlósági invariánsokhoz jutunk:

$$F(P, p_t, Q, \varepsilon, \rho, \mu) = 0$$

$$\phi(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5) = 0$$

$$\pi_1 = P \omega^{x_1} D^{y_1} \rho^{z_1}$$

$$\pi_2 = p_t \omega^{x_2} D^{y_2} \rho^{z_2}$$

$$\pi_3 = Q \omega^{x_3} D^{y_3} \rho^{z_3}$$

$$\pi_4 = \varepsilon \omega^{x_4} D^{y_4} \rho^{z_4}$$

$$\pi_5 = \mu \omega^{x_5} D^{y_5} \rho^{z_5}$$

$$\pi_1 = \frac{P}{\rho \cdot \omega^3 \cdot D^5} \quad \pi_2 = \frac{P_t}{\rho \cdot \omega^2 \cdot D^2} \quad \pi_3 = \frac{Q}{\omega \cdot D^3} \quad \pi_4 = \frac{\varepsilon}{D}$$

$$\pi_5 = \frac{\mu}{\rho \cdot \omega \cdot D^2}$$

az egyenletbe beírjuk a következő helyettesítést: $p_t = \rho \cdot g \cdot H$, kritériális egyenlet az alábbi alakban írható fel:

$$\phi\left(\frac{P}{\rho \cdot \omega^3 \cdot D^5} \cdot \frac{P_t}{\rho \cdot \omega^2 \cdot D^2} \cdot \frac{Q}{\omega \cdot D^3} \cdot \frac{\varepsilon}{D} \cdot \frac{\mu}{\rho \cdot \omega \cdot D^2}\right) = 0$$

Két rendszer dinamikailag akkor hasonló, ha az összes vonatkozó dimenzió nélküli számuk számértéke megegyezik.

$$\left(\frac{P}{\rho \cdot \omega^3 \cdot D^5}\right)_m = \left(\frac{P}{\rho \cdot \omega^3 \cdot D^5}\right)_{fs} \cdot \text{melyből adódik a teljesítményszám } \lambda_{nD} = \frac{P}{\rho \cdot n^3 \cdot D^5}$$

$$\left(\frac{gH}{\omega^2 \cdot D^2}\right)_m = \left(\frac{gH}{\omega^2 \cdot D^2}\right)_{fs} \cdot \text{melyből adódik a nyomásszám } \psi_{nD} = \frac{H}{u_2^2 / 2g}$$

$$\left(\frac{Q}{\omega \cdot D^3}\right)_m = \left(\frac{Q}{\omega \cdot D^3}\right)_{fs} \cdot \text{melyből adódik a mennyiségi szám } q_{nD} = \frac{q_v}{nD^3}$$

$$\left(\frac{\varepsilon}{D}\right)_m = \left(\frac{\varepsilon}{D}\right)_{fs}$$

$$\left(\frac{\mu}{\rho \cdot \omega \cdot D^2}\right)_m = \left(\frac{\mu}{\rho \cdot \omega \cdot D^2}\right)_{fs}$$

A legtöbb folyadékszallító gépnél az áramlás turbulens ennél fogva pontos egyenlőségekhez a Reynolds-szám nem szükséges

Egyszerűsítve:

$$\eta_m = \frac{\rho_m \cdot g_m \cdot H_m \cdot Q_m}{P_m}$$

$$\eta_{fs} = \frac{\rho_{fs} \cdot g_{fs} \cdot H_{fs} \cdot Q_{fs}}{P_{fs}}$$

A dinamikai hasonlóság:

$$\eta_m = \eta_{fs}$$

4.5.1 Dimenzió nélküli tényezők. A jellemző fordulatszám

A szivattyú járókerekekében végbemenő folyamatok leírására nemcsak az egyes fizikai változókat használjuk, hanem az ezekből képzett dimenzió nélküli jellemző mennyiségeket is. A dimenzió nélküli mennyiségeknek megvan az a nagy előnyük is, hogy függetlenek a mértékegység-rendszer megválasztásától, más szóval e számok invariánsok a mértékegység-rendszerrel szemben, továbbá dimenzió nélküli csoportok képzése esetén a mérési eredmények feldolgozása egyszerűbbé válik a változók számának csökkenése által.

A szállítómagasságnak megfelelő dimenzió nélküli mennyiség a nyomákszám.

$$\psi = \frac{H}{u_2^2 / 2g} = 2\eta_h \lambda \xi.$$

Mennyiségi szám:

$$q_{ve} = \pi D_2 b_2 \psi_2 v_{2m} = \pi D_2 b_2 \psi_2 \frac{v_{2m}}{u_2} u_2 = \pi D_2 b_2 \psi_2 \varphi u \quad \text{m}^3/\text{s}$$

$$q_{n,D} = \frac{q_v}{n D_2^3}$$

A $\lambda_{n,D} = q_{n,D} \psi_{n,D}$ teljesítményszám:

$$\lambda_{n,D} = \frac{P_e}{\rho n^3 D_2^5} = \varphi_{n,D} \psi_{n,D}$$

A továbbiakban olyan jellemző mennyiség bevezetését kíséreljük meg, amely a $\varphi_{n,D}$; ill. a $\psi_{n,D}$ dimenzió nélküli mennyiségekben rejlő információt egyesíti magában, azaz geometriai és mozgástani hasonlóság esetén azonos, különben pedig $\varphi_{n,D}$ és $\psi_{n,D}$ -től függően különböző értékeket ad. Ez a szám az ún. jellemző fordulatszám:

$$n = (gH)^{\frac{1}{2}} \psi_{n,D}^{-1/2} D_2^{-1}$$

A korábbiak alapján pedig:

$$D_2^{-1} = \varphi_{n,D}^{1/3} n^{1/3} q_v^{-1/3}$$

A két egyenlet egybevetéséből rendezés után:

$$n = \varphi_{n,D}^{1/2} \psi_{n,D}^{-3/4} q_v^{-1/2} (gH)^{3/4} = n_q^* q_v^{-1/2} (gH)^{3/4}$$

összefüggést kapjuk.

Az egyenletben szereplő

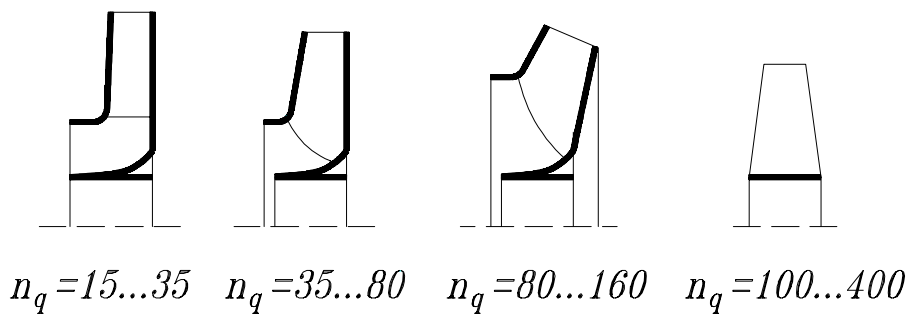
$$n_q^* = \varphi_{n,D}^{1/2} \psi_{n,D}^{-3/4} = nq_v^{1/2} (gH)^{-3/4}$$

Ez a jellemző fordulatszám. E jellemző fordulatszám dimenzió nélküli mennyiség. Erről egyszerű helyettesítéssel könnyen meggyőződhetünk.

A jellemző fordulatszám - mint előbb mondtuk - azonos $\varphi_{n,D}$, valamint $\psi_{n,D}$ értékhez geometriai és mozgástani hasonlóság esetén azonos n_q értéket ad. Az egyértelmű használathoz azonban még egy megkötést kell tenni. Ez esetben azonban a jellemző fordulatszám elveszti dimenzió nélküli jellegét. Ekkor tehát:

$$n_q = nq_v^{1/2} H^{-3/4}$$

A jellemző fordulatszám olyan típusjellemző szám (azonos típuson a geometriailag hasonló gépet értve), amely felvilágosítást ad a gép geometriájáról, az áramlási viszonyokról, az üzemtani jellemzőkről stb. A különböző jellemző



46. ábra

fordulatszámú szivattyú-járókerék vázlatos rajzait láthatjuk a jellemző fordulatszám értékének nagysága szerint csoportosítva (46. ábra):

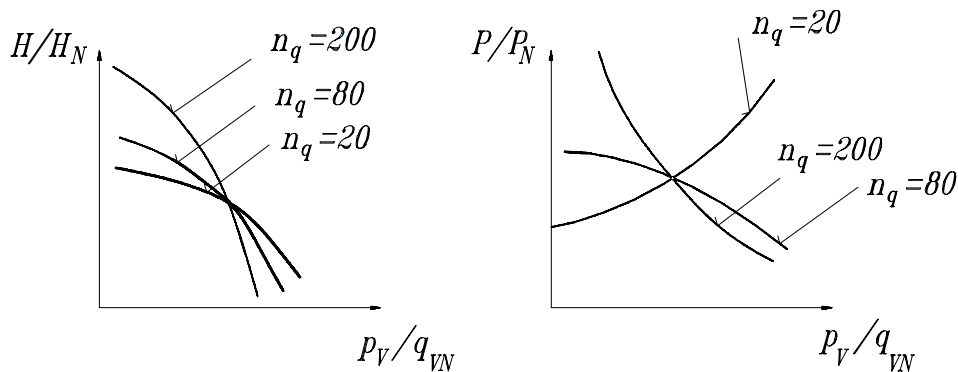
- radiális be- és kilépésű járókerékre $n_q=15...35$;
- félaxiális belépésű radiális kilépésű járókerékre $n_q=35...80$
- félaxiális be- és kilépésű járókerékre $n_q=80...160$
- axiális átömlésű járókerékre $n_q=100...400$

4.5.2 A különféle jelleggörbék tulajdonságai

A különféle jellemző fordulatszámú szivattyúk jelleggörbéi egymástól alakjukban is eltérők. Az eltérés jól szembevetjük, ha méret nélküli változókkal ábrázoljuk a jelleggörbét. Ha a szivattyú legjobb hatásfokú pontjához, az ún. normálpontához tartozó jellemzőket H_N , q_{VN} , η_N , P_N indexekkel különböztetjük meg, akkor a $H/H_N=1$, $q_N/q_{VN}=1$,

$P/P_N=1$ pontokon a különböző jellemző fordulatszám paraméterű görbék mind átmennek. (47. ábra)

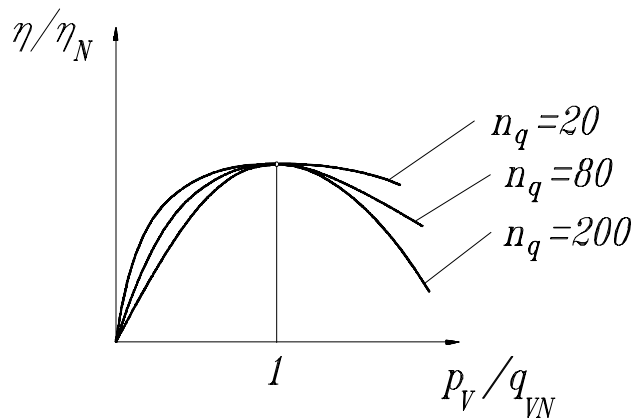
A bal oldali ábrából kitűnik, hogy a görbék meredeksége nő a jellemző fordulatszám értékeinek növekedésével. A jobb ábrán látható görbék a jellemző fordulatszám növekedésével úgy módosulnak, hogy pl. a kis folyadékmennyiség-tartományban a szivattyúba bevezetett teljesítmény az egyre növekvő értékek felé tolódik el. Kis jellemző fordulatszámú járókerekes szivattyú bevezetett teljesítménye $q_v=0$ folyadékmennyiségnél a legkisebb, míg a nagy jellemző fordulatszámon $q_v=0$ folyadékmennyiségnél a legnagyobb értéket veszi fel a bevezetett teljesítmény.



47. ábra

Ez a szivattyú indításakor fontos.

Az alábbi ábrán szemléltetett görbék alapján a szivattyú gazdaságos üzemeltetésével kapcsolatban tehetünk megállapítást. A kis jellemző fordulatszámú gép nagy folyadékmennyiség-intervallumban dolgozik jó hatásfokkal, míg a nagy jellemző fordulatszámú gép a folyadékmennyiség változására erős hatásfokcsökkenéssel reagál. Nagy jellemző fordulatszámú gépnél a kedvezőtlen tulajdonságot az állítható lapátózással igyekeznek kiküszöbölni. (48. ábra)



48. ábra

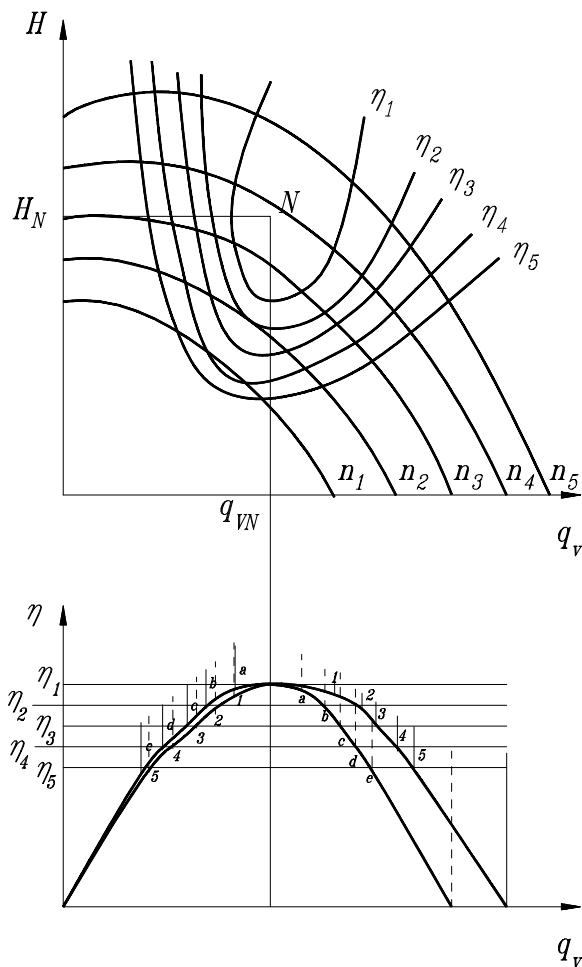
Felvetődik ezután az a kérdés, hogy a $H-q_v$ síkon ábrázolt n_1 fordulatszámon érvényes jelleggörbe pontjait hogyan számíthatjuk át más, n_2 fordulatszámu jelleggörbepontokká, vagy másképpen fogalmazva, mi a H_1, q_{v1}, n_1 jelleggörbepont affin párja.

4.6 A kagylódiagram

A szivattyú kagylódiagramja a szivattyú legfontosabb jellemzőit tartalmazza. A kagylódiagramból a szivattyú szállítómagassága, térfogatárama, a fordulatszáma, és a hatásfoka közvetlenül kiolvasható. A kagylódiagram azt mutatja, hogy a szivattyú milyen jellemzőjű mennyiség konkrét értékét a szivattyú és a csővezeték dinamikus egyensúlya szabja meg.

A kagylódiagram a szivattyú különböző, de $n=\text{konst.}$ fordulatszámon való méréssel meghatározott $H=f(q_v)$ jelleggörbéjéből, valamint az $\eta=f(q_v)$ jelleggörbékből építhető fel úgy, hogy bizonyos hatásfokértékeknek megfelelő pontokat a nekik megfelelő fordulatszámu $H-q_v$ görbére felvetítjük. Az azonos hatásfokokhoz tartozó pontokat összekötve az $\eta=\text{állandó}$ görbesereget - a kagylódiagramot - kapjuk.

A kagylódiagram közepe a H_n, q_{vn}, n_N, η_N pont az ún. normálpont, a gép egyáltalán lehetséges legjobb hatásfokú pontja.



49. ábra
A szivattyú kagyló diagramja

4.7 A munkapont. A munkapont stabilitása

A szivattyú stacionárius üzemben dolgozva annyi folyadékmennyiséget szállít olyan terhelőmagasság ellenében, mint amennyit tőle a rákapcsolt csővezeték követel.

A csővezeték jelleggörbéje:

$$H_{cs} = H_{st} + Bq_v^2 \quad \text{m}$$

egyenletű parabola, ahol B a csővezetékre jellemző közel állandó, a H_{st} pedig

$$H_{st} = H_g + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} \quad \text{m}$$

értékkel egyenlő, ahol H_g a geodetikus szintkülönbség (a felvíz és az alvíz szintkülönbsége), p_2 annak a térnek a nyomása, ahova a szivattyú szállít, p_1 pedig ahonnan a gép szív.

A csővezeték jelleggörbéjének elhelyezkedését a $H-q_v$ síkon tehát H_{st} konkrét értéke, valamint a csővezeték veszteségeit kifejező B állandó befolyásolja.

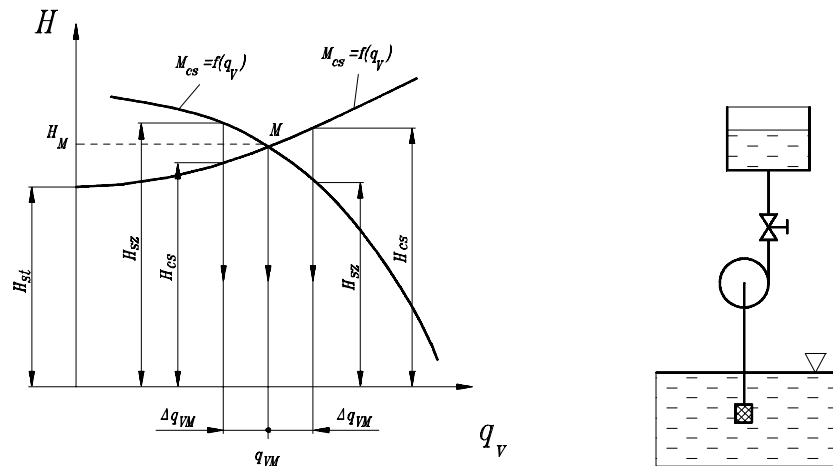
A csővezeték, valamint a szivattyú jelleggörbéjét közös léptékű ábrába rajzolva a két jelleggörbe metszéspontja M meghatározható. A metszéspont az ún. munkapont, vagyis az a pont, ahol a szivattyú éppen annyi folyadékmennyiséget szállít olyan terhelőmagasság ellenében, mint amennyit tőle a rákapcsolt csővezeték követel.

A munkapont és az említett normálpont, nem azonos fogalmak.

A normálpont a kagylódiagram közepe, míg a munkapont a pillanatnyi üzemiállapotnak megfelelő metszéspontként értelmezett fogalom.

A metszéspont tehát dinamikus egyensúlyi helyzetet jelöl meg. Fontos tudni azt, hogy ez az egyensúlyi helyzet stabilis, vagy labilis-e?

Az 50. ábrán a munkapont stabilis. Ez azt jelenti, hogy bármilyen zavarás is következik be, a munkapont visszatér a q_{vM} folyadékmennyiség által meghatározott



50. ábra
Stabil munkapont

értékekhez. Ha ugyanis a folyadékmennyiség valamilyen zavarás következtében, pl. $q_{vM} + \Delta q_{vM}$ értékre növekszik, akkor a zavarás megszűnte után $H_{cs} > H_{sz}$, ami azt jelenti, hogy a csővezeték terhelőmagassága nagyobb, mint amit a szivattyú előállítani képes e folyadékmennyiségnél. Ennek az a következménye, hogy a folyadékszállítás csökkenni fog, a munkapont elindul balra, mígnem az M pontban q_{vM} -nél az egyensúly helyre áll. Ha a zavarás következtében a folyadékmennyiség $q_{vM} - \Delta q_{vM}$ értékre csökken, akkor $H_{sz} > H_{cs}$ miatt a munkapont ismét M munkapontba tér vissza.

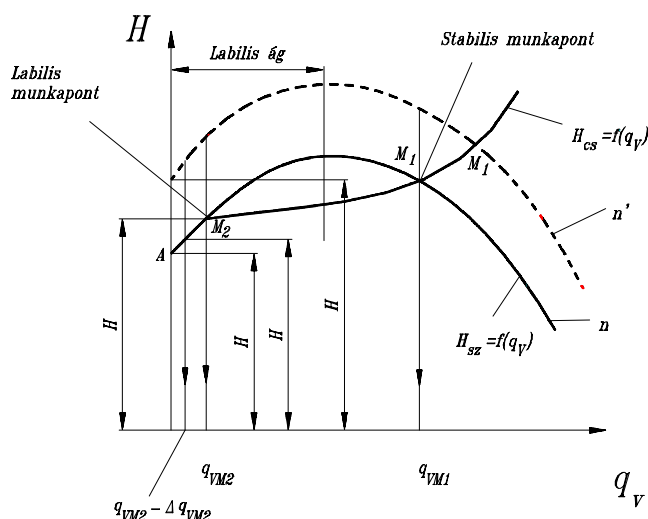
A 51. ábrán szemléltetett szivattyú jelleggörbének visszahajló, labilis ága van.

A csővezeték jelleggörbéje két helyen metszi a szivattyú $H(q_v)$ görbéjét, kijelölve a keletkező M_1 , és M_2 munkapontot. Az M_1 munkapont itt is stabilis állapotot jelöl, míg az M_2 munkapont labilis.

Ha az M_2 munkapontban dolgozó szivattyú q_{vM2} térfogatárama zavarás következtében $q_{vM2} - \Delta q_{vM2}$ -re csökken, akkor mivel $H_{cs} > H_{sz}$, azaz a csővezeték igényelte

szállítómagasság nagyobb, mint amit a szivattyú ennél a folyadékmennyiségnél előállítani képes, ezért a munkapont csökkenő folyadékszállítás felé tolódik el. Ez azt jelenti, hogy a zavarás megszűntével a folyadékszállítás nem áll vissza a q_{VM2} által megszabott értékre, hanem a folyadékszállítás A-ba jutva teljesen megszűnik.

Ha a zavarás eredményeként a folyadékmennyiség $q_{VM2} + \Delta q_{VM2}$ -re növekszik, akkor a munkapont M_2 -ből M_1 -be megy át, a folyadékmennyiség ugrásszerűen q_{VM2} -ről q_{VM1} -re növekszik.



51. ábra
Instabil munkapont

4.8 A szivattyúk sorba kapcsolása

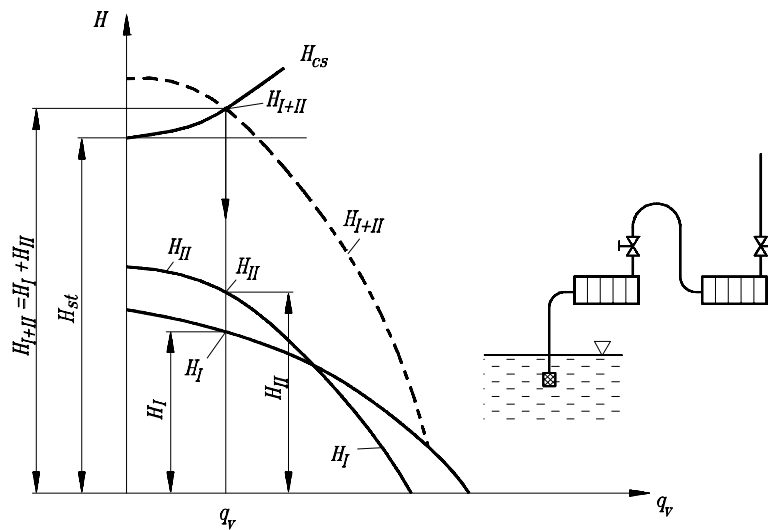
Előfordul a gyakorlatban az az eset, hogy az igényelt szállítómagasság nagyobb, mint amit a rendelkezésre álló gép előállítani képes. Ebben az esetben a megfelelő számú szivattyúk sorba kapcsolásával a kívánt szállítómagasság elérhető. Sorba kapcsolni csak a közel azonos emelőmagasságú szivattyúkat szokásos.

A szivattyúk sorba kapcsolása gyakorlatilag nem más, mint a járókerekek sorba kapcsolása. Ha a többlépcsős gép szállítómagassága az egyes kerekek szállítómagasságok is összegeződnek. Ha pl. két szivattyú kapcsolunk sorba, akkor a két szivattyút egyenértékűen helyettesítő egyetlen szivattyú eredő jelleggörbéje bármely q_v esetén a következőképpen szerkeszthető meg (52. Ábra):

$$H_{I+II}(q_v) = H_I(q_v) + H_{II}(q_v) \quad m$$

Az eredő szivattyú jelleggörbéje és a csővezeték jelleggörbéjének metszéspontja kijelöli az M_{I+II} munkapontot.

Mivel ezt a munkapontot is szerkesztéssel kaptuk, és pedig úgy, hogy a metszéspontbeli q_v térfogatáramnál összeadtuk a H_I és a H_{II} szállítómagasság-értékeket, ezért az egyes gépek saját munkapontjai M_I , ill. M_{II} a függőleges egyenes metszéspontjaiként az I, II. Görbéken kijelölhetők.



52. ábra
Szivattyúk soros kapcsolás

Az egyes szivattyúk hajtásához szükséges teljesítmény, ha η_I , ill. η_{II} az I. ill. a II szivattyú saját munkapontjaihoz tartozó hatásfokértéket jelöli, akkor:

$$P_I = \frac{q_v \rho g H_I}{\eta_I} \quad \text{W}$$

$$P_{II} = \frac{q_v \rho g H_{II}}{\eta_{II}} \quad \text{W}$$

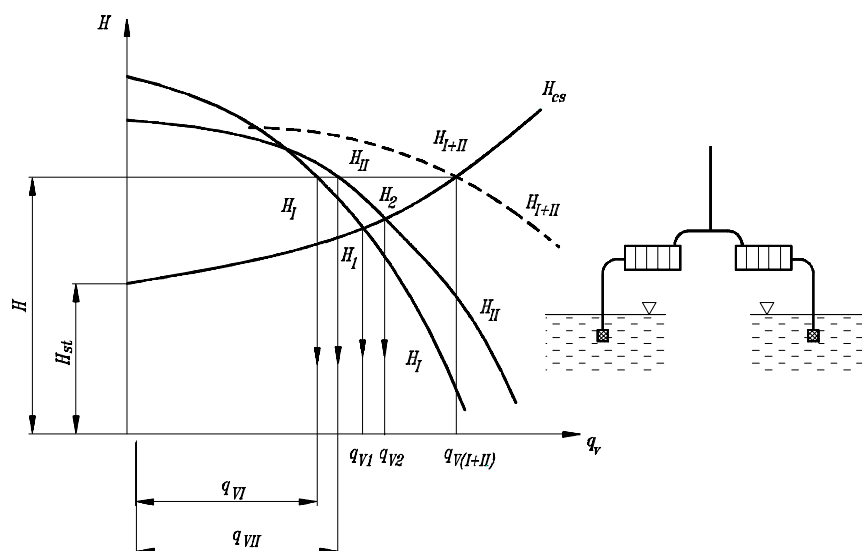
4.9 A szivattyúk párhuzamos kapcsolása

A párhuzamos kapcsolásban dolgozó szivattyúk önállóan szívják a folyadékot. A részfolyadék-mennyiségek a közös nyomóvezetékben áramlanak tovább. Két szivattyú párhuzamos kapcsolása esetén a két gépet helyettesítő egyetlen egy szivattyú eredő jelleggörbéje abból a megfontolásból határozható meg, hogy a közös nyomóvezeték elején - az egyes szivattyúk nyomócsatlakozásainban - a nyomás az I és a II gép esetében azonos. Ez más szóval azt jelenti, hogy az eredő jelleggörbét az azonos szállítómagassághoz tartozó térfogatáramok összegezésével kell előállítani. Az így kapott I+II eredő jelleggörbe és a csővezeték jelleggörbéjének metszéspontja kijelöli a munkapontot, M_{I+II} -t. Az eredő jelleggörbén a munkapontbeli H-hoz tartozó $q_{v(I+II)}$ pontot úgy szerkesztettük meg, hogy ennél a H-nál összeadtuk a térfogatáramokat. Ez azt jelenti, hogy az egyes szivattyúk saját munkapontjai - M_I , ill. M_{II} pont - az $M_I + M_{II}$ pont visszavetítésével kijelölhetők.

A hajtás teljesítményszükséglete, ha η_I , ill. η_{II} az I. ill. a II szivattyú saját munkapontjához tartozó hatásfokérték.

$$P_I = \frac{q_v \rho g H_I}{\eta_I} \quad \text{W}$$

$$P_{II} = \frac{q_v \rho g H_{II}}{\eta_{II}} \quad \text{W.}$$



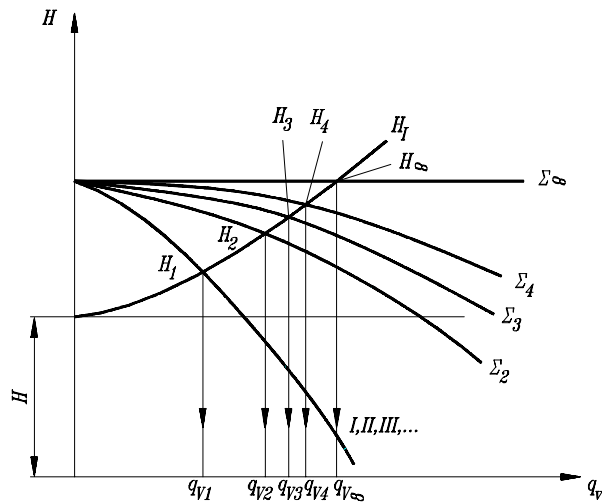
53. ábra
Szivattyúk párhuzamos kapcsolása

Az ábrából megállapítható, hogy az egyedül dolgozó szivattyú esetében a munkapont M_1 -ben ill. M_2 -ben van. Ekkor a szivattyú q_{v1} , ill. q_{v2} folyadékmennyiséget szállít a csővezetékben. Ez azt jelenti, hogy a két szivattyú együttes üzemében ugyanarra a csővezetékre kevesebb folyadékmennyiséget szállít, mint a két szivattyú összesen szállított akkor, amikor külön üzemeltek.

Írható, hogy

$$q_{vI} + q_{vII} < q_{v1} + q_{v2}$$

Minél laposabb a csővezeték jelleggörbéje - azaz minél kisebb az áramlási veszteség - annál kisebb az eltérés.



54. ábra

Kapcsoljunk adott csővezetékre párhuzamosan egy, két három stb. azonos jelleggörbéjű szivattyút. Az 54. ábrán látható vázlaton nyomon kísérhetjük a munkapontok ($M_1, M_2, M_3,$) eltolódását.

Az ábrából az is megállapítható, hogy a sorba kapcsolt szivattyúk számának növelésével a térfogatáram növekedése egyre csökken. A folyadékszállítás legnagyobb értéke $q_{v\infty}$, amelyet igen sok szivattyúnak (elméletileg végtelen sok) ugyanarra a csővezeték történő párhuzamos kapcsolása esetén kapnánk.

A gyakorlatban két-három szivattyúnál többet nem érdemes párhuzamosan kapcsolni ugyanarra a csővezetékre.

4.10 A szivattyú szabályozása fojtással

A szivattyú szabályozására többféle lehetőség kínálkozik. E lehetőségek közül a legegyszerűbb, de egyben a legkevésbé gazdaságos szabályozási mód a fojtás. A szivattyún ehhez semmiféle átalakítást elvégezni nem kell, csupán a nyomócső elejére kell megfelelő szabályozó szervert beépíteni.

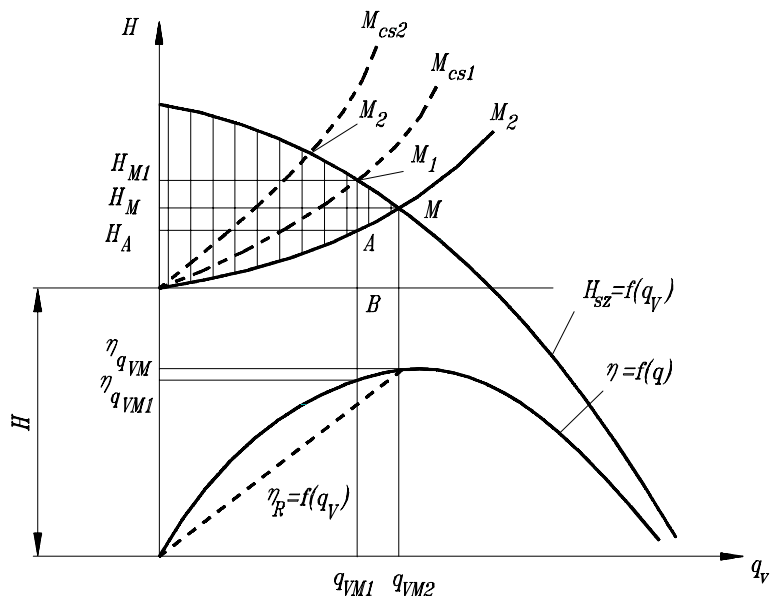
A szabályozás végeredményben úgy történik, hogy a kívánt mértékben zárjuk a beépített fojtóelemet. A fojtással $q_v=0$ -tól $q_v=q_{v\max}$ folyadékmennyiségig folyamatosan szabályozhatjuk a szivattyút.

A fojtással kapcsolatos viszonyokat az 55. ábra szemlélteti. Teljesen nyitott tolózár esetén kiadódó munkapont legyen M , az ehhez tartozó folyadékszállítás q_{vM} , a szállítómagasság pedig H_M .

A tolózár részleges zárásával a munkapont M_1 -be kerül, úgy, hogy a szivattyú jelleggörbéje nem változik, a csővezeték jelleggörbéje viszont a fojtás beiktatásával meredekebb lesz.

Az M_1 -hez tartozó folyadékmennyiség $q_{vM1} < q_{vM}$, a szállítómagasság pedig $H_{M1} > H_M$. A csővezeték nyitott tolózár melletti veszteségmagassága q_{vM1} -nél \overline{AB} -vel arányos, az $\overline{M_1B}$ szakasz a csővezeték és a részlegesen elzárt tolózár együttes ellenállását jelenti.

Mindebből az következik, hogy $\overline{M_1 A}$ távolsággal arányos veszteséget iktattunk be a csővezetékbe, miközben q_{VM} folyadékmennyiséget q_{VM1} -re szabályoztuk le fojtással. E veszteségeket az ábrán függőlegesen vonalkázással emeltük ki.



55. ábra
Fojtásos szabályozás

Az ábrába berajzoltuk a szivattyú $\eta=f(q_v)$ görbét is. Nyitott tolózár mellett dolgozva, a szivattyú hatásfoka $\eta_{q_{VM}}$. Részlegesen elzárt tolózár esetén a hatásfokgörbétől megállapíthatóan a hatásfok alig csökken, hiszen $\eta_{q_{VM}}$ - a hatásfokgörbe lapos volta miatt - alig tér el $\eta_{q_{VM1}}$ -től. Nem szabad azonban ebből arra következtetni, hogy a fojtás gazdaságos szabályozási mód. Az ábrába berajzolt $\eta=f(q_v)$ görbe ugyanis a szivattyú belső veszteségeit veszi csupán figyelembe, mellőzve azt, hogy a szabályozás során milyen veszteséget iktattunk be a tolózár zárásával.

Ha a fojtási veszteségeket a szivattyú belső veszteségeihez viszonyítva adjuk meg, akkor a szaggatottal jelölt $\eta_f=f(q_v)$ görbét kapjuk. E görbe a következő megfontolással készíthető el. A szivattyú fojtás miatti teljesítményvesztése - ha a fojtás során keletkezett hő nem hasznosítjuk -

$$P'_f = q_{VM1} \rho g \Delta H \quad \text{W}$$

ahol a fojtással felemésztett szállítómagasság a $\Delta H = \overline{M_1 A}$ metszéssel arányos. A fojtás miatti hatásfok

$$\eta_f = \frac{P_h - P'_f}{P_h} = \frac{q_{VM1} \rho g H_{MI} - q_{VM1} \rho g \Delta H}{q_{VM1} \rho g H_{MI}} = \frac{H_{MI} - \Delta H}{H_{MI}}$$

A szivattyúba bevezetett P teljesítmény, valamint a szivattyú belső veszteségeit figyelembe vevő η összhatásfok figyelembevételével a szivattyú és a fojtó szerv, mint rendszer, együttes hatásfoka

$$\eta_R = \frac{P_h - P'_f}{P} = \frac{P_h}{P} \cdot \frac{P_h - P'_f}{P_h} = \eta\eta_f = \eta \frac{H_{MI} - \Delta H}{H_{MI}}$$

A rendszer hatásfoka tehát a szivattyú hatásfokértékeinek $(H_{MI} - \Delta H)/H_{MI}$ arányban történő csökkentése révén állítható elő.

A fojtásos szabályozás - mint mondtuk - nem gazdaságos szabályozási mód. Elterjedtségét az indokolja, hogy egyszerű, a szabályozáshoz különösebb szakértelemre szükség nincsen, könnyen automatizálható, a beruházás költsége kicsiny. Gazdaságosabbá válik a szabályozás akkor, ha a keletkező veszteséget, amely a rendszerben hő formájában jelentkezik, esetleg hasznosítani tudjuk.

4.11 A szivattyú szabályozása fordulatszám-változtatással

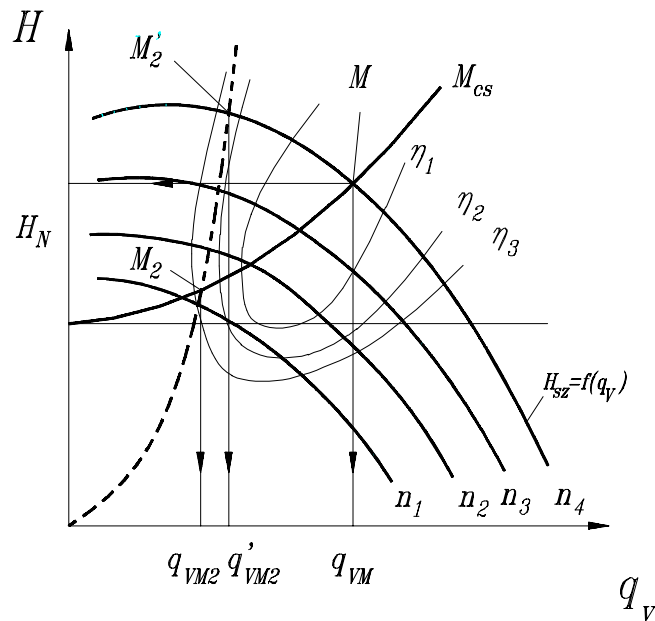
Gazdaságos szabályozási mód abban az esetben, ha a hajtómotor fordulatszáma gazdaságosan változtatható.

A viszonyokat az 56. ábra szemlélteti. A szivattyú az M munkapontban dolgozva q_{VM} folyadékmennyiséget szállít a csővezetéken át. Az ugyancsak berajzolt kagylódiagramból megállapítható, hogy az M munkapont egyben a kagylódiagram közepe is.

Ha ugyanarra a csővezetékre $q_{VM2} < q_{VM}$ folyadékmennyiséget akarunk szállítani, akkor a munkapont M_2 -be kerül. A kagylódiagram alakjából, valamint a csővezeték jelleggörbéjéből következik, hogy a szivattyú hatásfoka az M_2 munkapontban üzemelve nem nagyon tér el q_{VM} -beli értéktől, jóllehet a folyadékmennyiségben nagymértékű változás állt be.

A viszonyokat rontja a hajtógép fordulatszám-változása miatti hatásfokromlás.

A kérdés ezek után az, hogy milyen fordulatszámmal kell hajtani a szivattyút, hogy a folyadékmennyiséget a kívánt értékre csökkentsük? Tételezzük fel, hogy érvényes az affinitás törvénye, és így használhatjuk a levezetett affinitást kifejező összefüggéseket.



56.ábra

Szabályozás fordulatszám változtatással

Az M_2 affín pontpárját M'_2 -t az M_2 ponton átmenő központi parabola metszi ki az n_4 fordulatszám-jellemzőjű $H(q_v)$ görbéről. Ha M'_2 -höz tartozó folyadékszállítás q'_{VM2} , akkor az affinitás törvénye:

$$\frac{n_4}{n_2} = \frac{q'_{VM2}}{q_{VM2}}$$

Az előbbi összefüggésből kapjuk, hogy

$$n_2 = n_4 \frac{q_{VM2}}{q'_{VM2}}$$

4.12 A szivattyú szabályozása megcsapolással

A folyadékmennyiség szabályozásának másik gazdaságos módja a megcsapolásos szabályozás.

A szivattyúhoz csatlakozó Cs fővezeték meg van csapolva, ami lehetővé teszi, hogy a megcsapoló Cs' vezetéken elvegyük azt a folyadékmennyiséget, amit a fővezetéken nem használunk fel.

A gazdaságos szabályozáshoz hozzátartozik az a feltétel, hogy a megcsapolt folyadékot gazdaságosan használjuk fel.

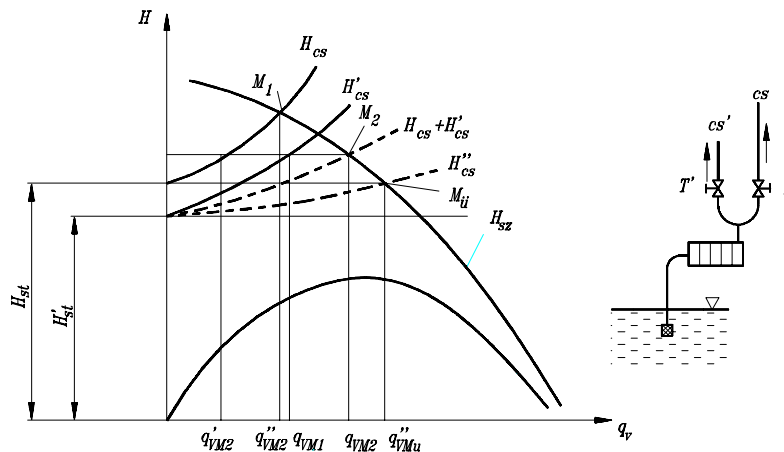
Ha a T tolózár teljesen nyitva, a T' pedig zárva van, akkor a szivattyú a Cs fővezetékre az M_1 munkapontban dolgozva q_{VM1} folyadékmennyiséget szállít.

Ha T' részlegesen van nyitva, akkor a Cs' megcsapolóvezetéken megindul a folyadékszállítás. Ebben az esetben fővezetékre és a megcsapolóvezetékre jutó

folyadékmennyiséget a Cs, ill. Cs' csővezetékek eredő jelleggörbéjének megszerkesztése révén határozhatjuk meg. Az eredő jelleggörbét, mivel a két csővezeték párhuzamosan van kapcsolva, az abszcisszáik összegezésével szerkeszthetjük meg. Az 57. ábrán az eredő csővezeték az M_2 pontban metszi a szivattyú jelleggörbéjét.

A szivattyú q_{vM2} folyadékmennyiséget szállít ebben a munkapontban.

A q_{vM2} folyadékmennyiség megoszlását az M_2 -nek a Cs, ill. a Cs' jelleggörbére való visszavetítésével határozhatjuk meg.



57. ábra

Szabályozás megcsapolással

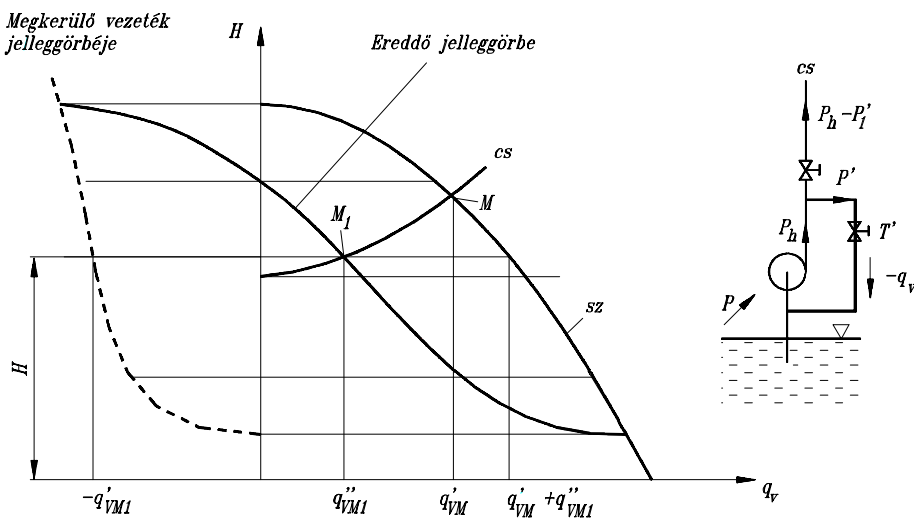
Ezek q'_{vM2} , ill. q''_{vM2} . A Cs' vezeték megfelelő szabályozásával elérhetjük, hogy a fővezetéken megszűnik a folyadékcsállítás. Ehhez az szükséges, hogy a megcsapolóvezeték tolózárát annyira kinyissuk, hogy a Cs'' jelleggörbe a szaggatott jelű helyzetbe kerüljön. Ekkor ugyanis a Cs, ill. Cs'' eredő jelleggörbéje Mü-ből, azaz az üresjáratú munkapontból fog kiindulni. Ennek visszavetítésével kapjuk meg az egyes vezetésekre jutó folyadékmennyiségeket, azaz $q'_{vMü}=0$, ill. $q''_{vMü}$. A hatásfokgörbéből láthatjuk, hogy míg a fővezetésekre jutó folyadékot q_{vM1} értékről $q_{vMü}=0$ -ra szabályoztuk le, a hatásfok értéke nem nagy mértékben változott. Ez azért van így, mivel a szabályozás során nem a szivattyút, hanem a megfelelő megcsapolóvezeték van a fővezetésekre építve, és a szabályozás nem az egyes vezetéseken levő tolózár zárásával vagy nyitásával történik, hanem a megfelelő megcsapolóvezeték tolózárának teljes kinyitásával.

4.13 A szivattyú szabályozása megkerülő vezetékkel. By-pass vezeték szabályozás

E szabályozási mód a fojtáshoz hasonlóan nem gazdaságos. A szabályozás céljára a szivattyú nyomóvezetéke egy megkerülővezeték közbeiktatása révén a szívóvezetékkel rövidebbre van zárva. A szabályozás úgy történik, hogy a megkerülővezeték tolózárát a kívánt mértékben kinyitjuk.

Az 58. ábrán az adott jelleggörbéjű szivattyú a Cs csővezetékre dolgozik, és a megkerülővezeték zárt tolózára mellett az M munkapontban üzemelve q_{vM} folyadékmennyiséget szállít.

A T' tolózár nyitásával a megkerülővezetéken át megindul a folyadékszállítás. A részmenyiségek meghatározása céljából az eredő szivattyú-jelleggörbét kell meghatároznunk. A megkerülővezeték olyan szivattyúnak fogható fel, amely $-q_v$ folyadékmennyiséget szállít ugyanolyan szállítómagasságra, mint a főszivattyú. Ez azt jelenti, hogy a két szivattyú párhuzamosan van kapcsolva, és mint ilyen gépegyüttes eredő jelleggörbéjét az azonos szállítómagasságokhoz tartozó abszcisszáik összegzése révén szerkeszthetjük meg. A megkerülővezeték jelleggörbéje a szaggatottal kihúzott csővezeték-jelleggörbe a $H(-q_v)$ síkon. Az eredő jelleggörbe - az eredményvonallal kihúzott görbe - a Cs csővezeték jelleggörbéjét az M_1 munkapontban metszi. A fővezetékre jutó folyadékmennyiség értéke q''_{VM1} a megkerülővezetéken visszaáramló folyadékmennyiség $-q'_{VM1}$, A szivattyú a kettő összegét, a $q'_{VM1}+q''_{VM1}$ mennyiséget szállítja.



58. ábra

By-pass vezetékes szabályozás

A szabályozás gazdaságosságának megítélése végett figyelembe kell venni, hogy a megkerülővezetéken át visszaáramló közeg teljesítménye veszendőbe megy, hacsak nem hasznosítjuk a veszteség miatt keletkező hőt.

A megkerülővezetéken át visszaáramló folyadék okozta teljesítményvesztés

$$P' = q'_{VM1} \rho g H \quad W$$

Ezzel a megkerülővezetékes szabályozás hatásfoka

$$\eta_{mv} = \frac{P_h - P'}{P_h} = \frac{(q'_{VM1} + q''_{VM1}) \rho g H - q'_{VM1} \rho g H}{(q'_{VM1} + q''_{VM1}) \rho g H} = \frac{q''_{VM1}}{q'_{VM1} + q''_{VM1}}$$

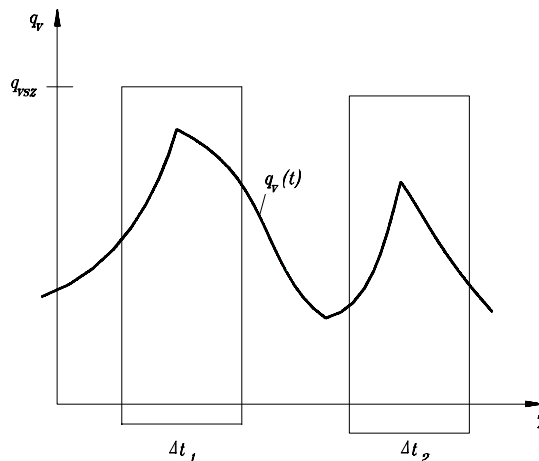
A megkerülővezeték és a szivattyú, mint rendszer η_R együttes hatásfoka, a szivattyúba bevezetett P teljesítmény, valamint az η összhatásfok figyelembevételével

$$\eta_R = \frac{P_h - P'}{P_h} = \frac{P_h}{P} \frac{P_h - P'}{P_h} = \eta \eta_{mv} = \eta \frac{q''_{VM1}}{q'_{VM1} + q''_{VM1}}$$

4.14 A szivattyú lépcsős szabályozása

Ez a szabályozási mód nem teszi lehetővé a folyamatos szabályozást, hanem - mint azt a neve is mutatja - a folyadék szabályozása csak fokozatokban, "lépcsőkben" valósítható meg.

A szabályozás lényegében abból áll, hogy az egyes szivattyúkat csak időszakosan kapcsoljuk be és járátjuk addig, amíg az üzem fogyasztása azt megkívánja. Ez azt jelentheti, hogy jól megválasztott különböző teljesítményű szivattyúk programozott üzemvitelével elérhetjük, hogy az egyes szivattyú mindig közel a legjobb hatásfokú pontban üzemeltetve dolgozzon, amiért is a szabályozás gazdaságos. A programozott üzemvitel azt jelenti, hogy pl. gépváltással alkalmazkodunk a mindenkori szükséges szállítómagasság-igényhez, ill. az ingadozó fogyasztáshoz. Ennek lényege, hogy a szivattyútelepen minden üzemi követelményéhez tartozik egy szivattyú, és mindig az a gép dolgozik, ami a pillanatnyi követelménynek éppen megfelel. Az üzemi körülmény megváltozása esetén a megoldásnak az, hogy különösen automatizált üzem esetén a berendezés beruházási költsége nagy.



59. ábra
Lépcsős szabályozás

A programozott üzemvitel másik, a gépváltásnál egyszerűbb módja az üzemidő szabályozása. Ez esetben a rendszerbe kiegyenlítőtartályt - víztornyot - kell beépíteni, amely fogadja a szivattyú többletfolyadék-szállítását addig, amíg az üzemel, ill. a két üzemszünetben ellátja a fogyasztót. Az 59. ábrán feltüntettük az üzem változó fogyasztását $q_v(t)$ -t. A T időhöz tartozó görbe alatti terület az üzem által felhasznált folyadékmennyiséget jelenti ugyanezen idő alatt. A t_1 , ill. a t_2 szivattyú üzemidejét ez esetben úgy kell megválasztani, hogy a $q_{vsz}(\Delta t_1 + \Delta t_2)$ folyadékmennyiség az üzem által t idő alatt elfogyasztott folyadékmennyiséggel egyezzen meg.

4.15 A kavitációs szám, az NPSH. A megengedhető geodetikus szívómagasság kiszámítása

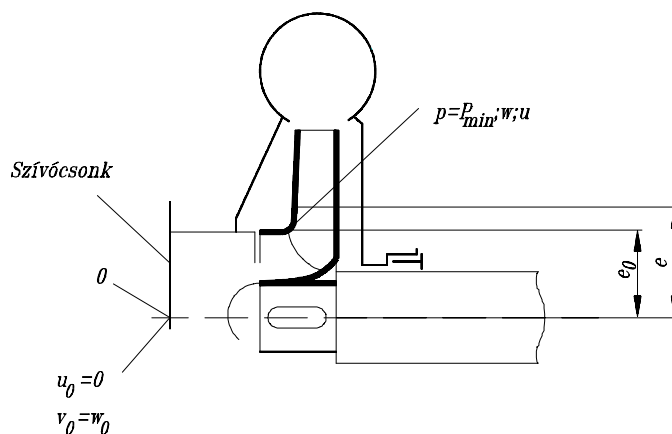
A szivattyút beépítő, üzemeltető szakembert már a szivattyú kiválasztása során az érdekli, hogy a beépítésre szánt szivattyú milyen szívóképességű. Ez más szóval azt jelenti, hogy a szivattyú szívócsoncjában milyen viszonyokat kell teremteni ahhoz, hogy a szivattyú belsejében a nyomás sehol se csökkenjen a szállított folyadék telített gőznyomásánál kisebb értékre. Ez esetben ugyanis a folyadék folyékony és gőzhalmazállapotban van jelen, vagyis az áramló folyadékban űr keletkezik, amely a folyadékból kivált gázzal, gőzzel van töltve, és amely azután nem kívánatos kavitációs jelenségekhez vezet. Ezek közül az egyik az, hogy csökken a szivattyú folyadékszállítása, rosszabb esetben az teljesen meg is szűnik. A másik jelenség pedig az, hogy a szivattyú erős rezgésbe jöhet, továbbá nagymértékű szerkezeti anyag-roncsolódás következhet be.

A megfigyelések szerint a legkisebb nyomású hely a lapát belépőéle közelében van. A 60. ábrán a szivattyú szívócsoncjához képest ezt e -vel jelöljük. (E szivattyúnál a szívócsonc közepe a tengelyközéppel egybeesik.)

Írjuk fel a Bernoulli-egyenletet a szívócsonc nulla indexű és a forgó járókerék lapátjának belépőéleire, amit index nélküli helynek jelöltük.

A járókerékkel együtt forgó relatív rendszerben a Bernoulli-egyenlet az összefüggéseknek megfelelően veszteségmentes esetben

$$\frac{p_0}{\rho g} + \frac{w_0^2 - u_0^2}{2g} = \frac{p_0}{\rho g} + \frac{v_0^2}{2g} = \frac{p}{\rho g} + \frac{w^2 - u^2}{2g} + e$$



60. ábra

A nulla indexű hely a relatív rendszer kitüntetett helye. Itt $u_0=0$. A korábbi összefüggés felhasználásával $w_0=v_0$ adódik.

A legkisebb nyomású helyen $p=p_{\min}$, ekkor

$$\left[\frac{w^2 - u^2}{2g} + e \right]_{\max}$$

értéket vesz fel. Nem követünk el nagy hibát, ha

$$\left[\frac{w^2 - u^2}{2g} + e \right]_{\max} \approx \frac{(w^2 - u^2)_{\max}}{2g} + e_0$$

közelítéssel élünk.

A legkisebb nyomás határául a telített gőz nyomása tekinthető, azaz $p_{\min} = p_g$.
Ezzel a szívóoldalon a

$$\frac{p_0}{\rho g} + \frac{v_0^2}{2g}$$

összeg kritikus értéket vesz fel, azaz

$$\left(\frac{p_0}{\rho g} + \frac{v_0^2}{2g} \right)_{krit}$$

Az egyenlet ezzel

$$\left(\frac{p_0}{\rho g} + \frac{v_0^2}{2g} \right)_{krit} = \frac{p_g}{\rho g} + \frac{(w^2 - u^2)_{\max}}{2g} + e_0$$

alakot ölti.

A

$$\sigma = \frac{(w^2 - u^2)_{\max}}{2gH}$$

kavitációs szám bevezetésével az egyenlet a következő módon írható fel:

$$\left(\frac{p_0}{\rho g} + \frac{v_0^2}{2g} \right)_{krit} = \frac{p_g}{\rho g} + \sigma H + e_0$$

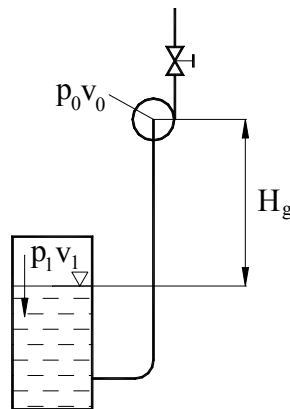
A jobb oldalának két tagját szokásos NPSH-val jelölni, azaz

$$\text{NPSH} = \sigma H + e_0$$

Ezzel az egyenlet a következő alakot ölti:

$$\left(\frac{p_0}{\rho g} + \frac{v_0^2}{2g} \right)_{krit} = \frac{p_g}{\rho g} + NPSH$$

A kavitációs szám - amely a belső áramkép függvénye - meghatározása gondos kísérlet segítségével lehetséges. Ismerete rendkívül fontos a szivattyút beépítő szakember számára. Segítségével ugyanis meghatározható a szívócsonk közepe és a szívóoldali folyadék-felszín közötti H_{sg} geodétikus szívómagasság legnagyobb értéke H_{sgmax} .



61. ábra

A 61. ábrán látható vázlat alapján írhatjuk, hogy

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_0}{\rho g} + \frac{v_0^2}{2g} + H_{sg} + h'_s$$

ahol h'_s a szívócső veszteségmagassága.

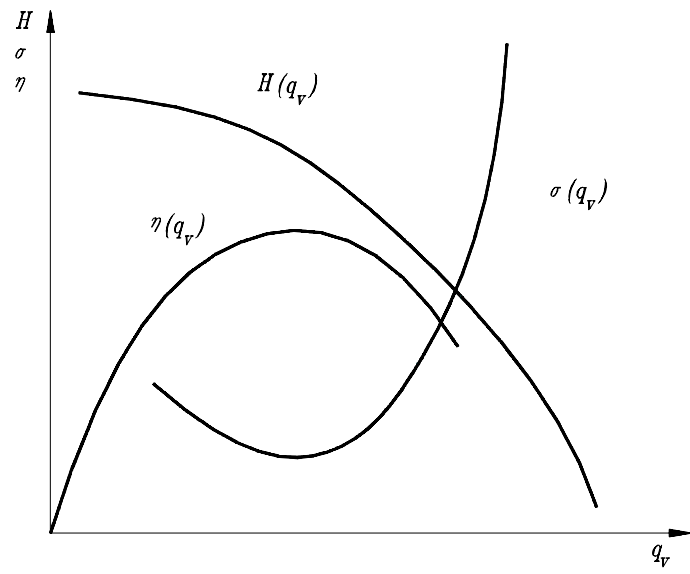
Az előző egyenletek egybevetéséből kapjuk, hogy

$$H_{sgmax} = \frac{p_1 - p_g}{\rho g} - \sigma H - e_0 - h'_s$$

Felhasználva az eddigieket felírható:

$$H_{sgmax} = \frac{p_1 - p_g}{\rho g} - NPSH - h'_s$$

Előfordulhat, hogy az összefüggés alapján negatív H_{sgmax} érték adódik. Ez azt jelenti, hogy a szívóoldali tartály folyadékfelszínét a szívócsonk fölé kell elhelyezni. Ebben az esetben hozzáfolyásról beszélünk. A 62. ábrán méréssel meghatározott $\sigma(q_v)$ görbe látható.



62. ábra

5. LÉGSZÁLLÍTÁS GÉPEI

5.1. A gázt szállító gépek csoportosítása

E gépek levegőt, vagy más légnemű közeget, (gázt) kisebb nyomású térből nagyobb nyomású térbe szállítanak a gép hajtásához szükséges mechanikai munka árán.

A gázt szállító gépek csoportosíthatók a szívócsonkbeli p_{sz} , valamint a nyomócsonkbeli p_v végnyomás hányadosainak alapján. A p_v/p_{sz} nyomásviszony nagysága szerint:

ha $\varepsilon = p_v/p_{sz} = 1 \dots 1,1$ ventilátorról (szellőzőről),

ha $\varepsilon = p_v/p_{sz} = 1,1 \dots 3$, fűvőről,

ha $\varepsilon = p_v/p_{sz} > 3$, kompresszorról (légsűrítőről) beszélünk.

A ventilátor ezek szerint a szállított közeget csak elhanyagolható mértékben nyomja össze. Ez azt jelenti, hogy ha $p_{sz} = 1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa}$ nyomás uralkodik a szívócsonkban, akkor a közeg maximálisan $p = p_v - p_{sz} = 10 \text{ kPa}$ össznyomásnövekedést kap. E határig a térfogatváltozást a ventilátor méretezésekor nem veszik figyelembe, eltekintenek továbbá a gáz felmelegedésétől is.

A fűvő esetében a nyomásnövekedés már olyan számottevő, hogy a fűvőt az állapotváltozás figyelembevételével kell méretezni. Ezeknél - legtöbb esetben - a keletkezett hőmennyiség nagy részét el lehet vezetni a kellő felületű hűtőbordázattal, ezeknél a legtöbb esetben tehát nincs külön hűtő.

A kompresszor esetében a gépet az állapotváltozás figyelembevételével méretezik, továbbá a keletkezett hőmennyiséget külön hűtőben vezetik el.

5.2. A ventilátorok

Mint mondtuk, a ventilátor által előállított nyomásnövekedés olyan kicsiny, hogy a ventilátort úgy méretezik, mintha a közeg összenyomhatatlan lenne. Ezért a korábban elmondottak a ventilátor esetében is változtatás nélkül elmondhatók, itt csak arra a különbségre hívjuk fel a figyelmet, hogy a ventilátoroknál a szállítomagasság helyett nyomásnövekedéssel - azaz térfogategységre jutó entalpiánövekedéssel - szoktak számolni. Ezek szerint az össznyomás-növekedés:

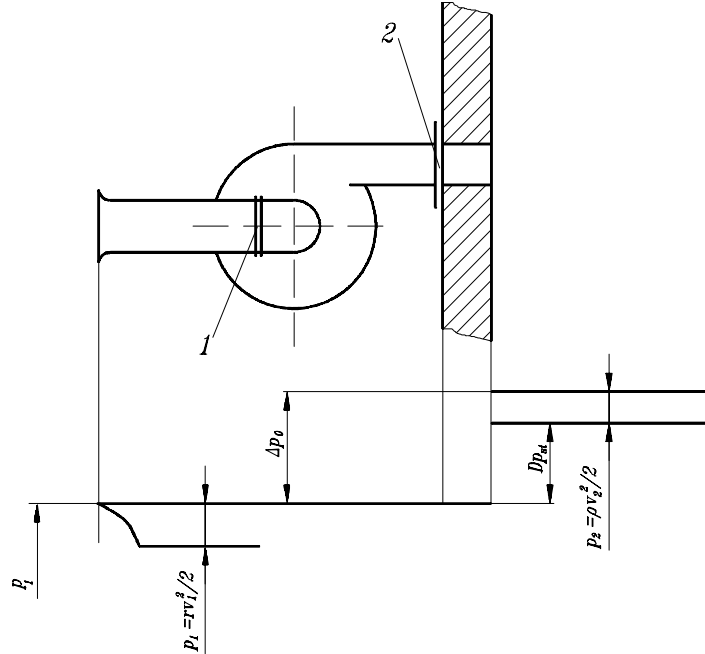
$$\Delta p_{\delta} = \rho \cdot g \cdot H = \left(\frac{\rho}{2} v_2^2 + p_2 \right) - \left(\frac{\rho}{2} v_1^2 + p_1 \right) = p_{2\delta} - p_{1\delta} \quad \text{Pa}$$

Ebben az összefüggésben nem szerepel a közeg helyzeti energiájának megváltozása, mert gázokról lévén szó elhanyagolható.

Az össznyomás-növekedés mellett fontos jellemző mennyiség a statikus nyomásnövekedés. A ventilátor nyomócsonkján kilépő levegő mozgási energiája legtöbb esetben hasznosítás nélkül elvész. A statikus nyomásnövekedést úgy kapjuk, hogy az össznyomás-növekedésből a veszendőbe menő részt levonjuk. Tehát:

$$\Delta p_{st} = \Delta p_{\delta} - \frac{\rho}{2} v_2^2 = p_2 - \left(\frac{\rho}{2} v_1^2 + p_1 \right) \quad \text{Pa}$$

Ezt a nyomáskülönbséget tartja fenn a ventilátor két helyiség között, ha az egyikből szívott levegőt a másikba v_2 sebességgel fújja be, és a levegő sebessége mindkét helyiségben v_1 és v_2 -höz képest elhanyagolható (63. ábra).



63.ábra

Az össz- és statikus nyomásnövekedés

A ventilátor hasznos teljesítménye

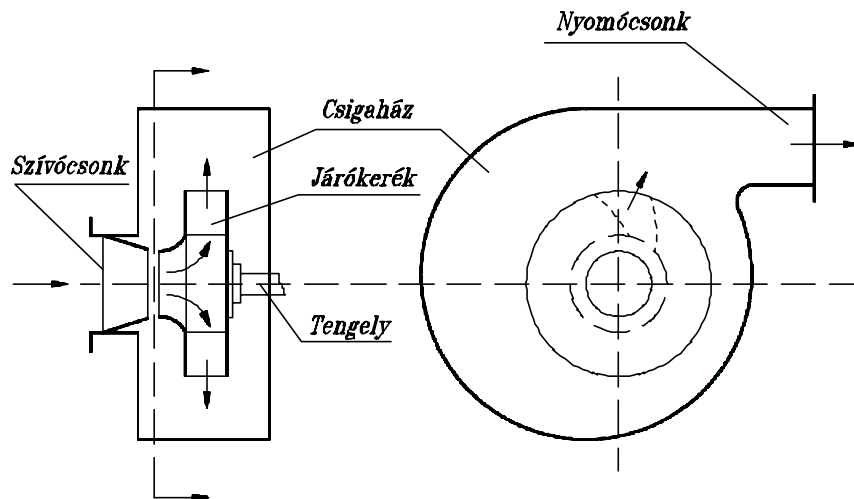
$$P_h = q_v \Delta p_0 \quad [\text{W}].$$

A ventilátor hajtásához szükséges teljesítmény a ventilátor η összhatásfokának figyelembevételével

$$p = \frac{P_h}{\eta} = \frac{q_v \Delta p_0}{\eta} \quad [\text{W}]$$

5.2.1. Ventilátorok jellemző adatai

Áramlási és szerkezeti szempontból a ventilátorok két fő típusát különböztetjük meg: a radiális átömlésű, vagy centrifugális ventilátort, és az axiális átömlésű ventilátort. Radiális ventilátoroknál a levegő a ventilátor járókerébe a tengellyel párhuzamos irányból lép be (esetleg már perdülettel), majd a tengelyre merőleges síkba (64. ábra).

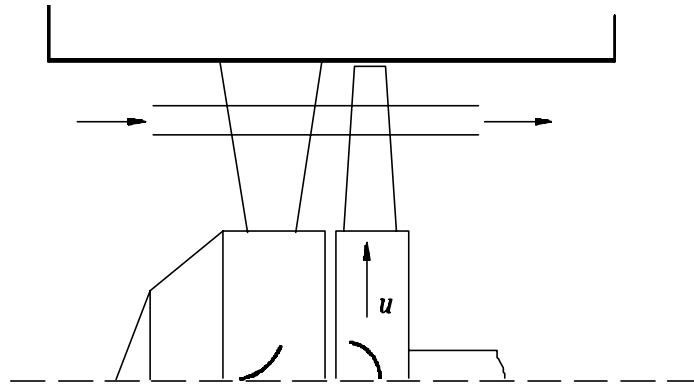


64.ábra

Radiális ventilátor elvi vázlata

terelődik. Az elterelődés után a járókerékben az áramlás nem sugárirányban (radiálisan) folytatódik, hanem a tengelyre merőleges (radiális) síkokban a lapátok között különféle hajlású áramvonalakat képez. A járókerékből a palást mentén kilépő levegőt a csigaház tereli tovább és az a nyomócsonkon át a tengelyre közel merőleges irányban lép ki a ventilátorból.

Axiális ventilátoroknál a tengely irányából (esetleg perdülettel) beáramló levegő ugyancsak a tengely irányában (esetleg perdülettel) lép ki a ventilátorból. Az áramvonalak a lapátok között áthaladva, jó közelítéssel, a tengellyel koncentrikus hengerfelületeken, csavarvonalakhoz hasonlóan alakulnak ki (65.ábra).

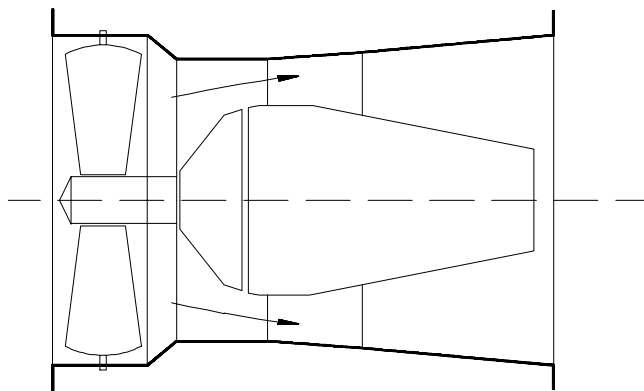


65.ábra

Axiális ventilátor

A két ventilátortípust külsőleg a csigaház, ill. a csőszerű hengeres burkolat különbözteti meg egymástól. A két szélső eset között átmeneti, félaxiális megoldás is lehetséges, melynél az áramvonalak, kúpfelületen vagy ahhoz hasonló forgásfelületeken alakulnak ki (66.ábra).

A ventilátorok működése közben a szívó- és nyomótér összeköttetése a



66. ábra

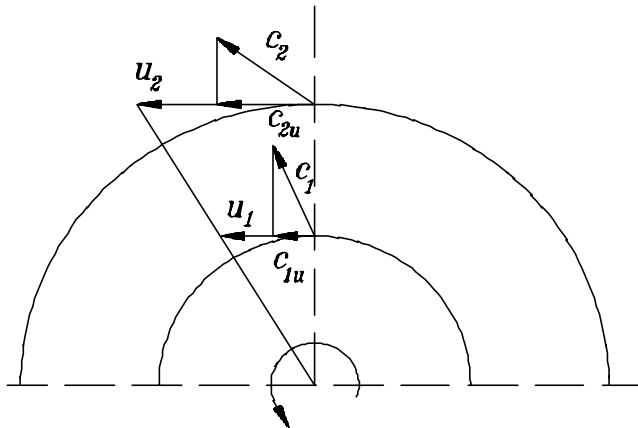
Félaxiális ventilátor elvi vázlata

járókeréken keresztül állandó. A két tér közötti nyomáskülönbséget az áramlás hozza létre. Ezért a ventilátor az áramlási elven működő gépek közé tartozik, éppen úgy, mint az áramlási elven működő szivattyú, turbófúvó, turbókompresszor, ill. a mechanikai munkát végző víz-, lég-, gőz-, vagy gázturbina (67.ábra). Az áramlási elv, amin a felsorolt gépek működése alapszik, az Euler turbina-egyenlet. Ezt az egyenletet ventilátor esetében a gép hajtására fordított munkát pozitívnak tekintve, nyomás mértékegységben a következőképpen

írhatjuk:

$$\Delta p_{\text{össz}} = \rho(c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1),$$

ahol $\Delta p_{\text{össz}}$ a veszteségmentesen előállított össznyomás-növekedés (N/m^2), c a levegő abszolút sebessége (m/s), 1, ill.2 index azon a körön levő pontot jelenti, amely mentén a levegő a járókerék lapátrácsába belép, ill. kilép, az u index az érintő irányú összetevőt jelenti.



67.ábra

Radiális ventillátor sebességi ábrája

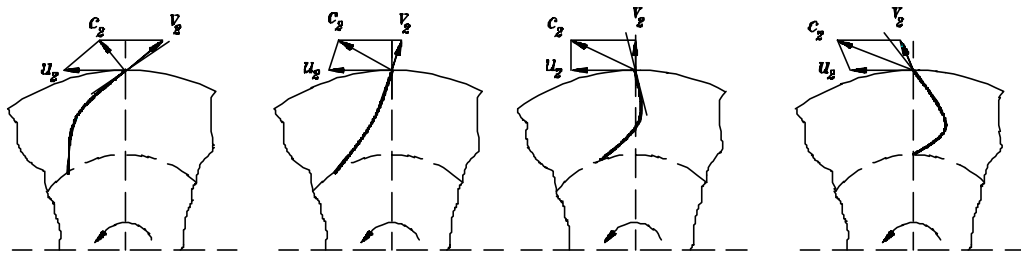
Ezzel a valóságos össznyomás-növekedés:

$$\Delta p_{\delta} = \eta_h \cdot \rho (c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1)$$

Az egyenlet igazolására $\rho = \text{áll.}$ feltétel betartásánál a szivattyúnál megismert módon történhet. Mivel a ventilátorok összes nyomásnövekedése általában $< 10\%$, így a feltételezés elfogadható.

Az Euler-turbinaegyenletből számított, veszteségmentes és a valóságban előállított össznyomás-növekedés hányadosát hidraulikai hatásfoknak nevezzük.

$$\eta_h = \frac{\Delta p_{\delta}}{\Delta p_{\text{össz}}}$$



<i>Lapátvég:</i>	<i>Hátrahajló</i>	<i>Radiális</i>	<i>Előrehajló</i>	<i>Előrehajló</i>
<i>Kilépő rel. seb.:</i>	<i>Hátrahajló</i>	<i>Hátrahajló</i>	<i>Radiális</i>	<i>Előrehajló</i>

68.ábra

Radiális ventillátor lapáttípusai

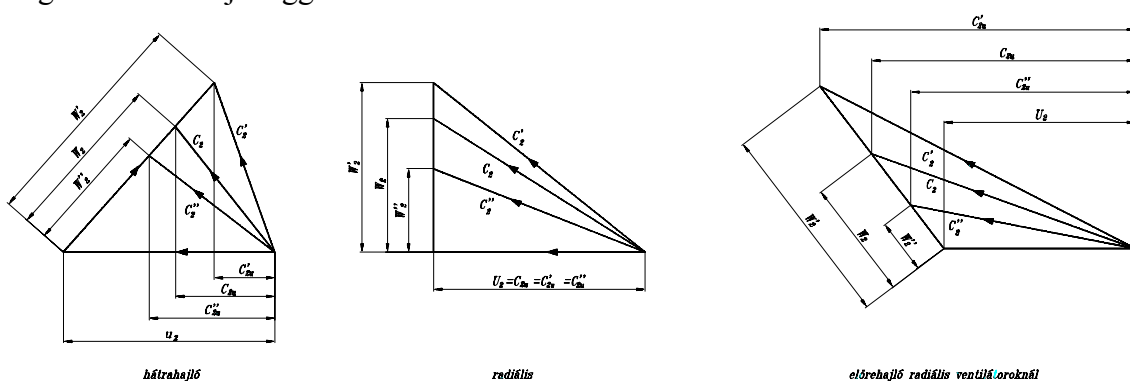
A lapátok kilépő érintője szempontjából megkülönböztetünk (68.ábra) hátrahajló, radiális és előrehajló lapátozást. Hasonlóképpen a kilépő relatív sebesség is lehet hátrahajló, radiális vagy előrehajló. A kilépési szög eltérése miatt ahhoz, hogy a kilépő relatív sebesség radiális legyen, a lapátoknak már előre kell hajolniuk.

5.2.2. Különféle típusok jelleggörbéi

Egy ventilátor üzemi tulajdonságainak vizsgálatához a gép szállította közegmennyiség és teljesített nyomás közötti összefüggés ismerete szükséges. A jelleggörbe tájékoztat arról, hogy a ventilátor mekkora mennyiségű közeget tud szállítani különféle nyomáskülönbség ellenében.

Radiális ventilátoroknál a jelleggörbe alakulását a sebességi háromszögekből ítéltjük meg legkönnyebben (69.ábra).

Az Euler-turbinaegyenlet segítségével meghatározhatók a különféle kilépési irányoknak megfelelő ideális jelleggörbék.



69.ábra

Kilépő sebességi háromszög

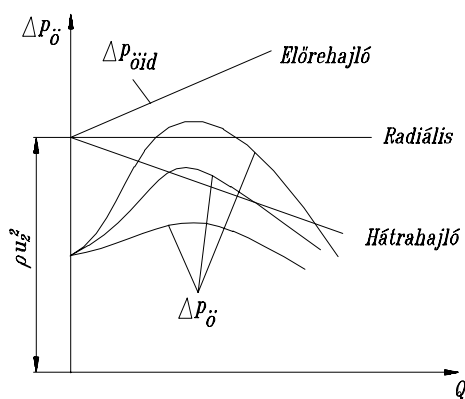
Ennek alapján

$$\Delta p_{\text{öld}} = \rho(c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1).$$

Általában a közeg forgásmentesen lép be a járókerékbe ($c_{1u}=0$), így

$$\Delta p_{\text{öld}} = \rho c_{2u} \cdot u_2.$$

Nagy összenyomás-növekedés előállításához nagy kerületi sebesség és nagy elterelés szükséges.



70.ábra
Radiális ventilátorok ideális és valóságos jelleggörbéi

Azonos ρ és u_2 esetén a létesített összenyomás-növekedés nagyságát a kerékből kilépő közeg abszolút sebességének érintőirányú összetevője (c_{2u}) határozza meg. Mivel a gép ára súlyával, ill. méretével együtt emelkedik, természetes az a törekvés, hogy adott teljesítményt minél kisebb ventilátormérettel tudjunk elérni. Előző összefüggésből közvetlenül belátható, hogy azonos méretek (járókerék-átmérő) megtartása mellett, a teljesítmény növelésére - a fordulatszám emelésétől eltekintve - a lapát kialakítás kellő megválasztása ad lehetőséget.

A kilépő lapátszöget a hátrahajló, radiális és előrehajló értelemben változtatva a c_{2u} nagysága egyre nő. Mivel c_{2u} az előrehajló lapátozás esetén a legnagyobb - adott méretek és fordulatszám mellett - ilyen lapátozású kerékekkel érhető el a legnagyobb össznyomás-növekedés (70., 71. ábra).

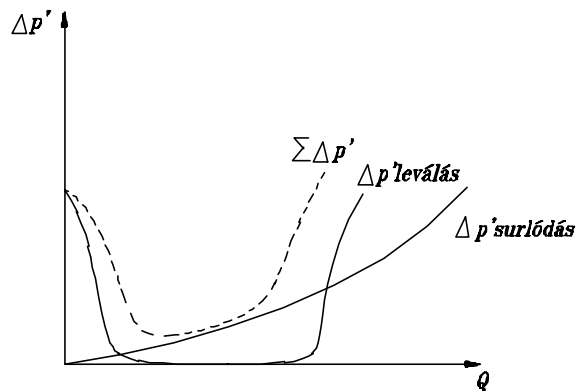
Ha a kilépő relatív sebesség irányát, ill. a lapátalakot rögzítjük, tehát adott járókerék és fordulat esetén a közegmennyiséggel arányos relatív sebesség nagyságát növeljük, akkor a légmennyiség változását a sebességi háromszögbe berajzolva a következőket állapíthatjuk meg:

a.) Hátrahajló lapátozás esetén a szállított mennyiség növekedése az abszolút sebesség (c_2) érintő irányú komponensének (c_{2u}) csökkenését jelenti, tehát a ventilátor előállította nyomás a szállított közegmennyiség növekedésével csökken.

b.) Radiális kilépő sebességnél az abszolút sebesség érintőleges összetevője minden esetben éppen a kerületi sebességgel (u_2) egyezik meg, vagyis a nyomás a légszállítástól független.

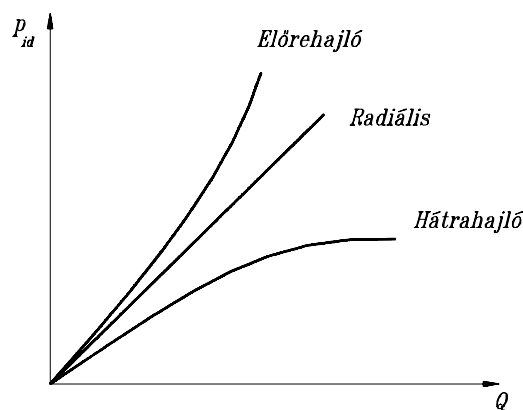
c.) Előrehajló lapátozású járókeréknél c_{2u} a szállított mennyiség növekedésével növekszik. Tehát ez esetben a ventilátor létesítette nyomás - nagyobb szállított mennyiségnél - nagyobb lesz.

Az előbbiek alapján hajlamosak lennénk általában mindenütt az előrehajló típusú centrifugális ventilátort alkalmazni, hiszen ez a legkisebb méretek mellett a legnagyobb teljesítményt biztosítja. De a veszteségeket közelebbről megvizsgálva azt látjuk, hogy azok előrehajló lapátozás esetén általában nagyobbak. Így a ventilátor helyes kiválasztásához mindkét szempont mérlegelése szükséges (72. ábra).



71. ábra

Radiális ventilátorok veszteségei



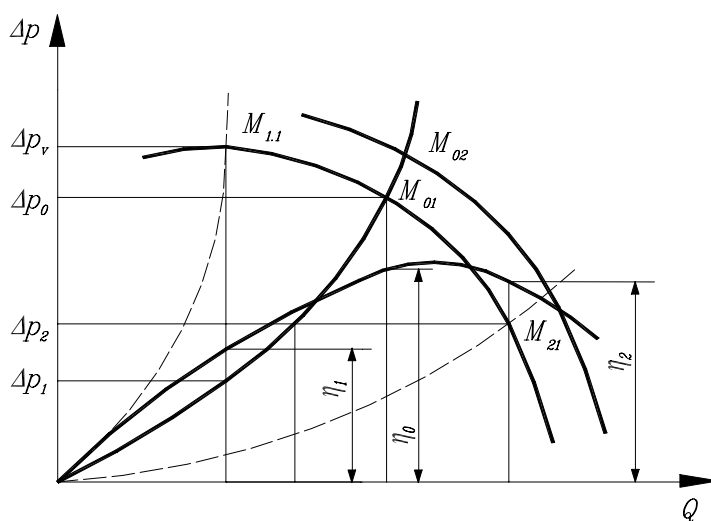
72. ábra

Radiális ventilátor ideális energia felvétele

5.2.3. Ventilátorok szabályozása

Légtechnikai berendezéseknél sokszor jelentkezik az az igény, hogy a ventilátor teljesítménye adott határok között szabályozható legyen. Ilyenkor - különösen nagyobb egységeknél - nagyon fontos szempont, hogy a szabályozás közben minél kisebb veszteségek lépjenek fel, vagyis a teljesítményszükséglet a szállított mennyiség függvényében a lehető legkisebb legyen.

A következőkben ismertetendő sokféle szabályozási módot és azok kombinációit önmagukban nem értékelhetjük, ill. osztályozhatjuk jóságuk szerint. A szabályozásnak ki kell elégítenie az üzemeltetéssel kapcsolatos követelményeket a legmesszebbmenően



igazodva

73.ábra

Az üzemi pont eltolódása különböző csővezeték-jelleggörbe ill. fordulatszám váltás esetén

ventilátor jelleggörbéjéhez. Csak az ellenállásgörbe, a gép jelleggörbéje és az üzemi feltételek pontos ismeretében lehet az alkalmazott szabályozási módot kritikailag megítélni, ill. a legmegfelelőbbet kiválasztani (73.ábra).

Gazdaságosság szempontjából a szabályozással együttjáró veszteségek nagysága a döntő. Jó hatásfokú szabályozás csak úgy érhető el, ha a ventilátor jelleggörbéjének pontjai a Gazdaságossági szempontból a szabályozással együttjáró veszteségek nagysága a döntő. Jó hatásfokú szabályozás csak úgy érhető el, ha a ventilátor jelleggörbéinek pontjai a szabályozáskor az ellenállásgörbével közel kongruens görbén mozognak. A szabályozás határait üzemi követelmények határozzák meg, a kivitel módját, az automatizálás mértékét az átállítás gyakorisága, az üzemórák száma dönti el. Mindezen túl a szabályozó-berendezés elkészítési költsége sem lehet közömbös. Nem kis feladat tehát a tervező számára adott esetben a legmegfelelőbb szabályozás megválasztása.

Magát a szabályozást azzal a görbével jellemezhetjük, melyet a ventilátor legjobb hatásfokú pontja a folyamatos szabályozás alatt leír. A jóságát pedig a szállított mennyiség (esetleg teljesített nyomás) megváltozására eső hatásfokcsökkenésből lehet megítélni.

Az esetek legtöbbszörében a ventilátorhoz kapcsolódó rendszer (csővezeték, leválasztó, szívófejek stb.) jelleggörbéje parabola, tehát ha a szállított mennyiség valamilyen oknál fogva megváltozik, az üzemi pont - ennek megfelelően - ezen a parabolán tolódik el jobbra, vagy balra, aszerint, hogy a mennyiség növekedéséről, vagy csökkenéséről van szó. A ventilátor azonban a változott légszállításnál nem azt a nyomást teljesíti, mint ami a rendszer ellenállásának megfelel. A fordulatszámot állandó értéken tartva, a ventilátor nagyobb szállított mennyiségnél általában kisebb nyomást teljesít, a jelleggörbéjének megfelelően. Így az eredeti üzemi ponthoz tartozó szállított mennyiség csak akkor növekedhet pl. Q_2 -re, ha a csővezeték (rendszer) ellenállása egyidejűleg csökken (laposabb jelleggörbe). Ugyanakkor kisebb, pl. Q_1 közegmennyiség szállításához az ábra szerint csak Δp_r nyomásnövekedés lenne szükséges, viszont a ventilátor Δp_v nyomást teljesít. A $\Delta p_v - \Delta p_r$ nyomástöbbletet a rendszer ellenállásának mesterséges fokozásával emészthetjük fel.

5.2.3.1 Fojtásos szabályzás

A legegyszerűbb, de egyben a legkevésbé gazdaságos szabályozás a csővezetékrendszerbe iktatott zárószervezettel való fojtás. Mivel változó üzem esetén a ventilátort mindig a maximumra kell méretezni, a kisebb szállított mennyiségnél a teljesítmény nagy részét a fojtás emészti fel. Különösen meredek jelleggörbéjű ventilátor (hátrahajló radiális, axiális) már viszonylag csekély mennyiségű szabályozáshoz is jelentős ellenállás-növekedés (energiavesztés) tartozik. Ez gyakorlatilag azt jelenti, hogy a ventilátor helyes kiválasztása esetén is a jó hatásfok csak egy pontban biztosítható. A szállított mennyiség megválasztása esetén az eredeti hatásfokgörbe elveszti jelentőségét, mivel fojtásos szabályozásnál a hatásfok rohamosan romlik (73. ábra).

5.2.3.2 Fordulatszám szabályozás

Az ideális mennyiségsszabályozás a fordulatszám-szabályozással valósítható meg. Ha módunkban van a ventilátor fordulatszámát változtatni, akkor a szabályozás veszteségmentesen valósítható meg feltételezve, hogy a rendszer jellemző görbéje parabola, mely az előforduló esetek többségére érvényes.

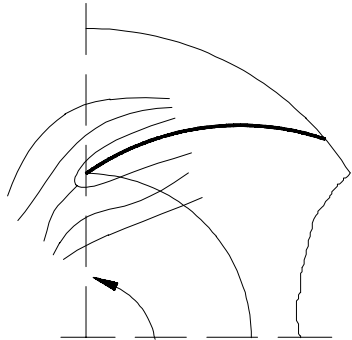
Azonos fojtási állapotban, de különböző fordulatszámú járókerékben az áramlás hasonló (a sebességi háromszögek hasonlóak), így veszteségek százalékban kifejezett befolyása is ugyanaz, vagyis a hatásfok fordulatszám-szabályozás esetén gyakorlatilag állandó marad. Ezt a szabályt módosítja az a tény, hogy néhány veszteségfajta nem pontosan a sebesség négyzetével nő (pl.: a Re-szám hatása).

Bár a legideálisabb szabályozási mód a fordulatszám-szabályozás, mégis aránylag ritkán valósítható meg, mivel nagy beruházást, költséges megoldást igényel.

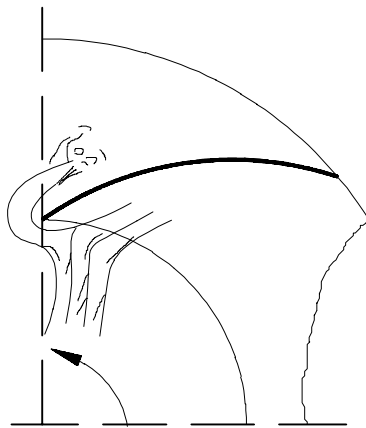
A ventilátor fordulatszámának változtatására több lehetőség kínálkozik: legközvetlenebb módja magának a hajtómotornak a szabályozása. Ezt a gőz-, légturbinás vagy robbanómotoros hajtás lehetővé teszi. A gyakorlatban hajtás céljára túlnyomó többségben villamos motort alkalmazunk. A fordulatszám-szabályozásra alkalmas

egyenáramú motorok Ward-Leonard gépcsoport létesítését kívánják meg, mely költségessége megvalósítását csak ritkán teszi gazdaságossá (73.ábra).

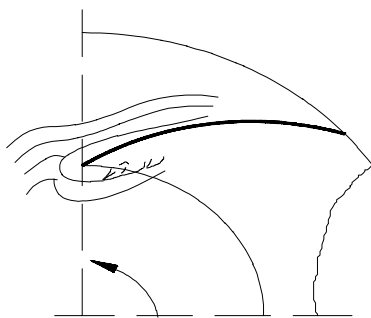
5.2.3.3 Perdület szabályozás



**Torlópont vándorlása
-normál szállított mennyiségénél**



-nagyobb mennyiségénél



-kisebb mennyiségeknél

74.ábra

Adott járókerék számára csak egy mennyiségérték adódik, melynél a közegnek a lapátozásba való belépése iránytörés nélküli, vagyis, a legkisebb veszteségű. Ez legtöbbször megegyezik a ventilátor legjobb hatásfokú pontjával (74.ábra). Ettől eltérő, szállított közegmennyiségénél a torlópont a lapát éléről, vagy a szívott (felfelé szabályozás), vagy a nyomott (kisebb mennyiségek felé való szabályozás), lapátoldalra vándorol át, míg az ellentétes oldalon megkezdődik a leválás.

A leválás és az ezzel kapcsolatos veszteségek elkerülésére mind az axiális, mind a radiális gépeknél vezetőlapátozást alkalmazunk. A radiális (ritkábban axiális) tengely körül elfordítható lapátok a légmennyiségnek megfelelően a járókerékbe belépő közegnek olyan terelést adnak, hogy a relatív áramlás iránya a belépő lapátszöggel azonos legyen. Mind axiális, mind radiális átömlésű járókerék esetén, a belépő sebességi háromszögek alakját vizsgálva megállapítható, hogy ún. ütközésmentes belépés biztosításához - a méretezettnél nagyobb közegmennyiség szállításánál - a forgásiránnyal ellentétes irányú előterelést kell megvalósítani. Kisebb relatív sebesség (kisebb Q) a járókerékkel egyező irányú előperdületet kíván.

Mivel a járókerék előtti közegnek az eredeti c_1 irányból való eltérítése az abszolút sebesség u irányú komponensét hozza létre, a belépés előtti perdület a járókerék által előidézett nyomást is lényegesen módosítja.

Ugyanis

$$\Delta p_{\text{össz}} = \rho [u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}],$$

ha c_{1u} negatív (növekvő w_1 , vagyis növekvő Q esetén), akkor a $\Delta p_{\text{öid}}$ is nagyobb lesz.

A járókerék előtt elhelyezett vezetőlapátozással való szabályozás tehát az előperdület változtatásával lehetőséget ad arra, hogy - a belépési veszteségek minimumra csökkentésével - a járókerék teljesítményét viszonylag jó hatásfok mellett szabályozzuk.

Az állítható vezetőlapátozással gyakorlatilag ugyanaz a szabályozás valósítható meg, akár axiális, akár radiális rácselrendezésben építjük be azokat. A radiális terelőrács (járókerék tengelyével párhuzamos tengely körül

elforgatható lapátok) a potenciális örvénnyel egyező perdületmegoszlást hoz létre, míg az axiális átömlésű lapátrács (járókerék tengelyére merőleges tengely körül elforgatható lapátok) után a perdületmegoszlás ettől biztosan eltér. A terelőlapátok íveltsége a rács eltérési hatását javítja, de kétirányú szabályozást nem tesz lehetővé. Ezen kívül hátránya az is, hogy normál állásban (szabályozatlan helyzet) is felesleges veszteséget okoz. Ezért gyakorlatban túlnyomórészt sík terelőlapátot alkalmazunk.

5.2.4 Ventilátorok párhuzamos és soros kapcsolása

Légtechnikai berendezéseknél gyakori az a követelmény, hogy az elszívott közegmennyiség a technológiai feltételeknek megfelelően tág határok között változtatható legyen. Centrális elrendezés alkalmazása - különösen nagy teljesítményeknél és nagyon szétágazó vezetékrendszerrel, ha a fogyasztók számában vagy magában a fogyasztott mennyiségben nagy a változás - nem mindig a legmegfelelőbb megoldás. Egyetlen ventilátor esetén a gépet a maximális igénynek megfelelően kell méretezni, és emiatt - még jó hatásfokú szabályozás ellenére is - (pl. a hajtómotor terheletlenségéből adódó veszteségek miatt) a centrális megoldás nem gazdaságos.

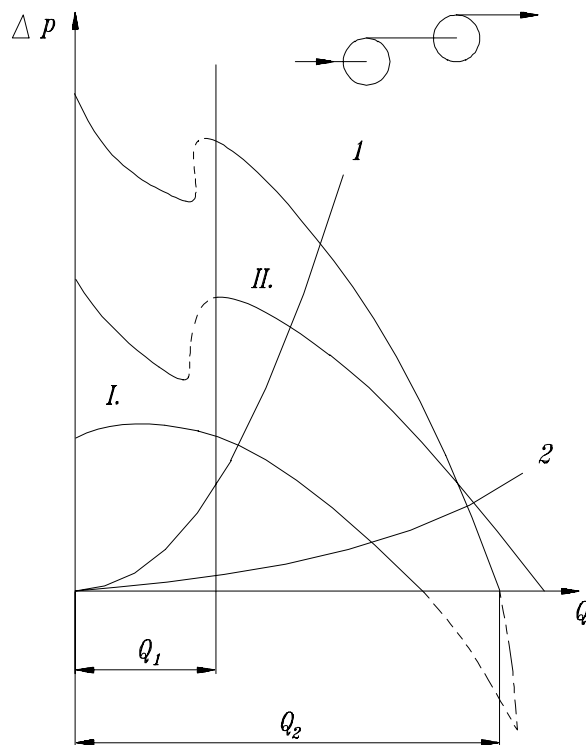
Az üzembiztonság, egyes berendezések bekapcsolásának lehetősége, kopásnak kitett forgórészek cserélhetősége egyenesen megkövetelik, hogy ugyanazon rendszerre, néha több ventilátort kapcsoljunk.

A ventilátorok megfelelő kapcsolásával jól követhetők az üzem változó teljesítményigényei, tehát olyan berendezéseknél, ahol több ventilátor dolgozik egy közös rendszerre, a kapcsolat különböző módjával gazdaságosan érhető el a mennyiség szabályozás. (Bányák szellőztetőventilátorai, erőművi ventilátorok.)

Több ventilátor együttes járásánál azonban olyan kellemetlen jelenségek léphetnek fel (visszaáramlás az egyik ventilátornál, szállított mennyiség csökkenése a ventilátorok együttes járásánál stb.), melyeket csak a ventilátorok teljes karakterisztikájának birtokában elvégzett előzetes és alapos vizsgálatok alapján kerülhetünk el.

A ventilátorok jelleggörbéit általában csak a szállított közegmennyiség és teljesített össznyomás pozitív értékeinél ismerjük. A jelleggörbe pontjait a szokásos vizsgálóberendezéseknél a ventilátorok előtt vagy után a mérővezetékbe épített fojtással állíthatjuk be. Ily módon kapjuk a jelleggörbe mindazon pontjait, melyek a $Q=0$ légszállítás (zárt csappantyúk) és a teljesen nyitott zárószerkezetnek megfelelő maximális légmennyiség (Q_{\max}) közé esnek.

A jelleggörbe további pontjait (negatív Δ_p a Q értékeknél) csak egy megfelelő második ventilátor segítségével határozhatjuk meg. A Q_{\max} -nál nagyobb mennyiséget és a $\Delta_p < 0$ nyomásértékekhez tartozó jelleggörbe pontokat, a vizsgált ventilátorral sorbakapcsolt, vele egyező értelemben szállító ventilátorról nyerjük.



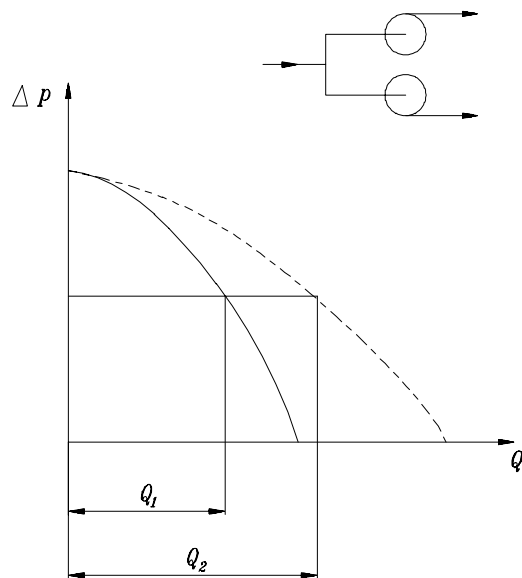
75.ábra

Ventilátorok sorba kapcsolása

Ugyanakkor a jelleggörbe kezdeti szakaszát ($Q < 0$ szakaszon) az ugyancsak sorbakapcsolt, de ellentétes értelemben szállító második ventilátor segítségével mérhetjük ki.

Két ventilátor sorba kapcsolása esetén a teljes közege mennyiség mindkét ventilátoron átmegy ($Q = Q_1 = Q_2$). Az eredő jelleggörbe pontjait a $Q = \text{konst}$ mennyiségekhez tartozó nyomásérték egyszerű összegezésével nyerjük (75.ábra). A teljes karakterisztikák ismeretében az új jelleggörbe megszerkeszthető. Mint az az ábrából is kiderül, normális (stabil) üzem csak akkor biztosítható, ha az ellenállásgörbe az eredő jelleggörbét csak egy pontban metszi, és ha ez a pont a ventilátorok rendes üzemének megfelelő határokon belül esik ($Q_1 < Q < Q_2$).

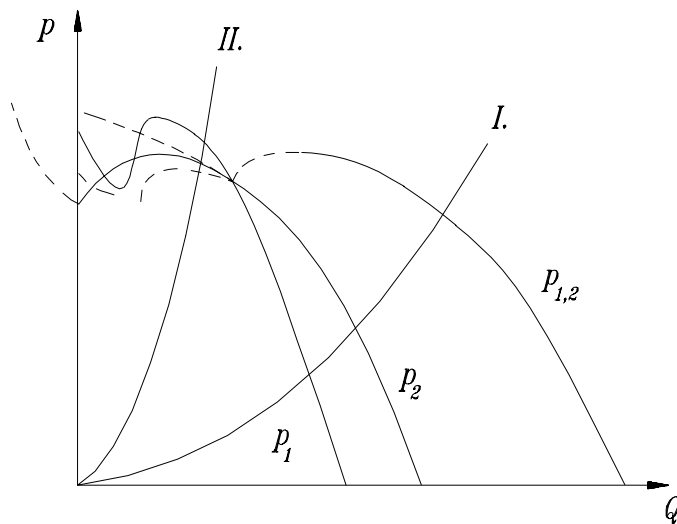
Két ventilátor párhuzamosan ugyanazon rendszerre kapcsolva, a ventilátorok mindegyikének azonos nyomáskülönbséget kell létesíteniük. Az eredő jelleggörbe az azonos nyomáshoz tartozó közege mennyiségek összegezésével határozható meg. Ha az egymás mellé kapcsolt ventilátorok jelleggörbéje azonos és csak leszállóggal rendelkezik, az összegezés nem jelent nehézséget (76.ábra).



76.ábra

Párhuzamos kapcsolás

Különböző teljesítményű vagy olyan jelleggörbéjű ventilátorok összekapcsolásánál, melyeknél a görbék inflexiós pontja vagy maximuma van, a párhuzamos kapcsolás az üzemeltetés során gyakran okoz bonyodalmat(77.ábra). A ventilátorok közös jelleggörbéjét megszerkesztve látható, hogy a p-konst vonalak az egyes jelleggörbéket a maximum közelében több pontban is metszik.



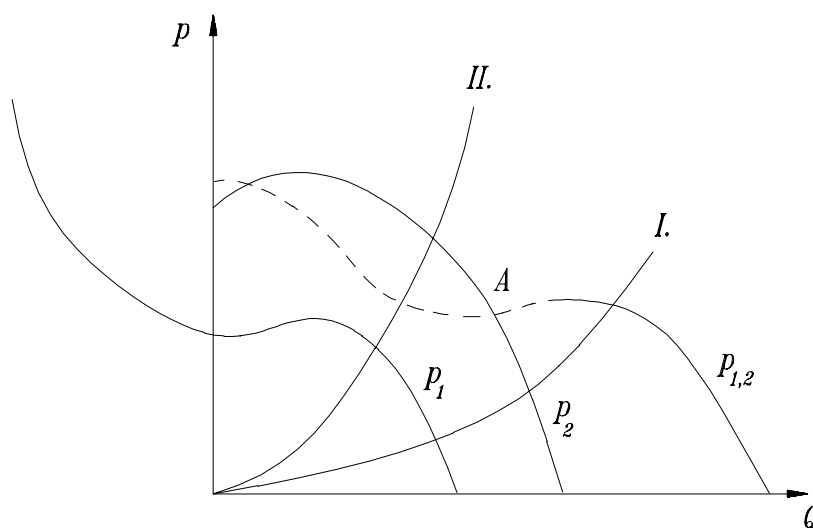
77.ábra

Párhuzamos kapcsolás különböző teljesítményű ventilátorok esetén

Az egyes vízszintes metszések összeadásából adódó új jelleggörbepontok azonban vagy a labilis ágra esnek, vagy az eredetinel kisebb szállított mennyiséget eredményeznek ($p_{1,2}$ görbe szaggatott vonallal jelölt része).

Egy adott ellenállás-rendszer esetén helyes ventilátorüzem csak akkor biztosítható, ha az ellenállás-parabola a közös jelleggörbét csak egy pontban metszi, és ez a metszéspont a normál üzemnek megfelelő $Q_{\min} < Q < Q_{\max}$ határok közé esik (I-es görbe). Ha a rendszer ellenállása a II-esen keresztül visszafúj, és így a szállított mennyiség kevesebb lesz, mint egy ventilátor esetén. Labilis jellegű munkapont alakul ki a jelleggörbén akkor is, ha a két ventilátort nem egyszerre indítják. Ekkor a még álló ventilátoron mindjárt visszafúvás alakul ki, ami a megindítás után is fennmarad.

Ha a párhuzamosan kapcsolt ventilátorok közül az egyik jóval kisebb teljesítményű, közös üzennél a visszafúvás és ezzel a teljesítménycsökkenés hamarabb következik be (78.ábra).



78.ábra

Visszafúvás párhuzamosan kapcsolt gépeknél

Ha a rendszer jellemzőgörbéje az A pont felett metszi a két ventilátor együttes karakterisztikáját, az I-es ventilátoron visszafúvás következik be (II. görbe) A párhuzamos kapcsolás csak akkor növeli a szállított mennyiséget, ha a metszéspont A alatt van (I. görbe). A szerkeztésből az is kitűnik, hogy a ventilátorok jelleggörbéjének az alakja milyen erősen befolyásolja az eredő görbe alakját.

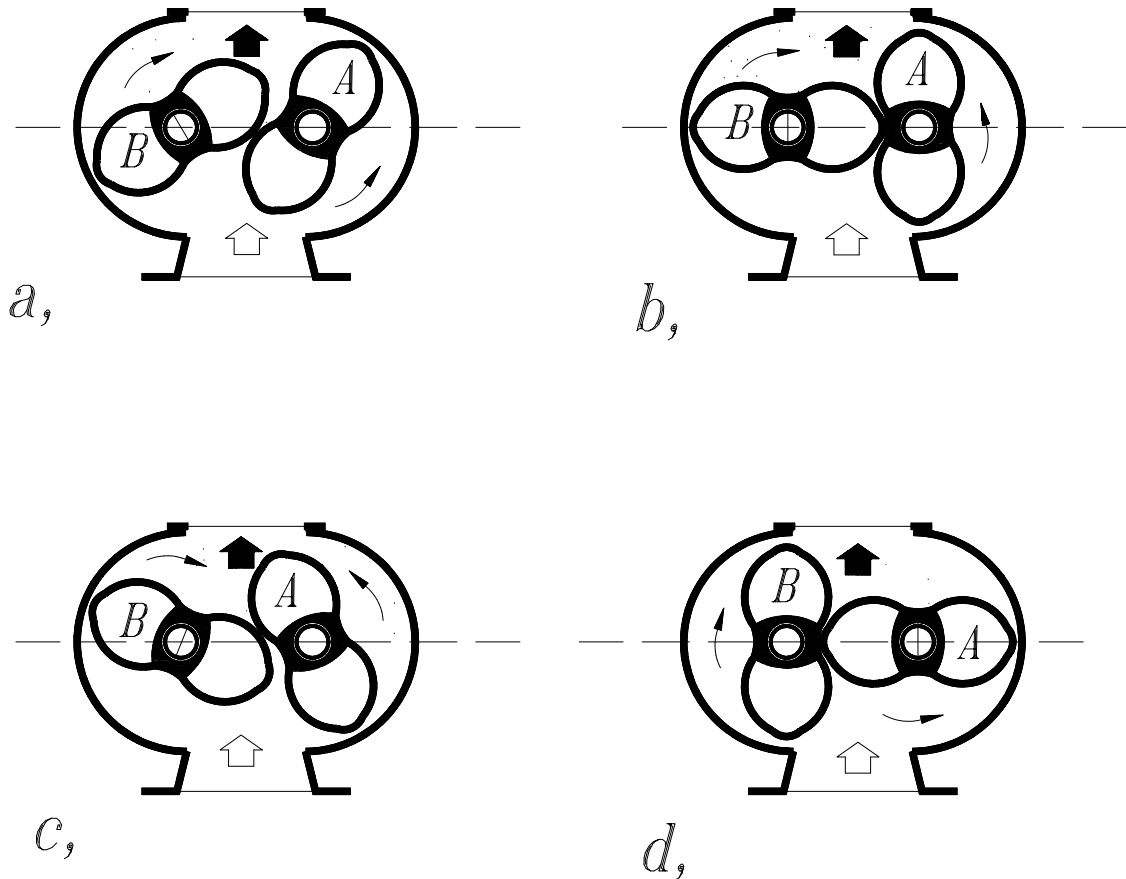
5.3 A Roots-fűvó

Rots-fűvónak két "piskóta" alakú ún. forgódugattyúja van. Ezek a forgódugattyúk egymással és az álló házzal nem érintkeznek, köztük a szerkezettől függő nagyságú rés van. A két forgódugattyúk együtt forgásáról fogaskerékpár gondoskodik. A ház a forgódugattyúk tengelyére merőleges síkfalakkal határolt (79.ábra).

A forgódugattyú profilképzése sokféle lehet. Gyakori az evolvens- és a körívdarabokból összetett görbe.

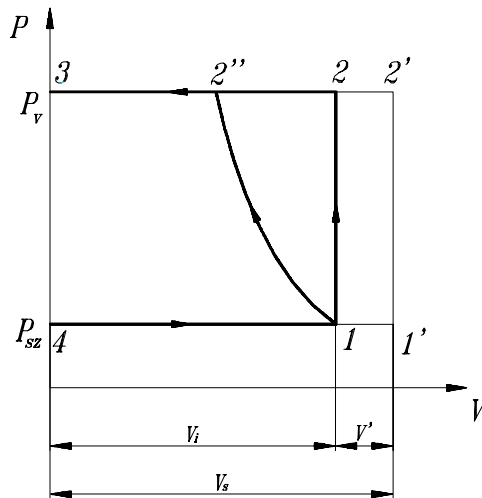
A Roots-fűvő működésének sajátossága, hogy a munkatérben nincs térfogatváltozás. A beszívott gázt a fűvő kompresszió nélkül szállítja át a szívócsonktól a nyomócsonkig. A gázt a nyomócsonkból visszaáramló összesűrített ΔV térfogatú gáz sűríti.

Amikor a munkatér a nyomócsonkkal kerül összeköttetésbe, a nyomóvezetékéből visszaáramlás indul el. A visszaáramlott ΔV térfogatú közeg a munkatérben levő gázt p_v nyomásra sűríti össze. Ily módon a munkatérben a nyomás állandó V_i térfogat mellett p_{sz} -ről p_v -re (1-2 vonalszakasz) nő. A fűvő állandó nyomáson kitolja a közeget. A 2-3 vonalszakasz mentén a fűvő állandó nyomáson kitolja a közeget. Az 1-2" vonalszakasz az V_i térfogatú gáz sűrítési vonala. Az a munka, amelyet a forgódugattyúk közölnek, a V_i térfogatú munkatérben



79.ábra

Roots fűvő szerkezeti kialakítása



80.ábra

Roots fúvó indikátor diagramja

lévő - visszaáramlott ΔV térfogat sűrítése következtében p_v -re nőtt nyomású - gázzal, az 1-2-3-4-1 területtel arányos, minthogy a dugattyúnak nemcsak a V_i térfogatú levegőt kell a munkatérből kitolnia, hanem azt a ΔV térfogatút is, amely a nyomócsőből visszaáramlott (80.ábra).

Az összesűrített p_v nyomású gázból a rések miatt V' térfogatú gáz állandóan visszaáramlik a szívóoldalra, így az emiatt keletkezett veszteség az 1-1'-2'-2-1 területtel arányos, minthogy a dugattyúnak nemcsak a V_i térfogatú levegőt kell a munkatérből kitolnia, hanem azt a ΔV térfogatú levegőt is, amely a nyomócsőből visszaáramlott.

Az összesűrített p_v nyomású gázból a rések miatt V' térfogatú gáz állandóan visszaáramlik a szívóoldalra, így az emiatt keletkezett veszteség az 1-1'-2'-2-1 területtel arányos.

Ha a forgódugattyúk átmérője D , szélességük b , keresztmetszetük A , fordulatszámuk n , akkor a szállított térfogatáram:

$$q_{vi} = 2\left(\frac{\pi D^2}{4} - A\right)bn \quad \text{m}^3/\text{s}.$$

A ψ tényező bevezetésével:

$$\psi \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi D^2}{4} - A$$

az összefüggés a következő módon írható:

$$q_{vi} = 2\psi \frac{\pi D^2}{4} bn \quad \text{m}^3/\text{s}.$$

A forgódugattyúk kiképzésétől függően $\psi=0,48\dots0,52$. A λ szállítási fok bevezetésével az effektív gázszállítás

$$q_{ve} = \lambda q_{v_i} = \lambda 2\psi \frac{\pi D^2}{4} b n \quad \text{m}^3/\text{s}.$$

A szállítási fok a következő módon írható:

$$\lambda = \lambda_v \lambda_T \eta_v$$

ahol λ_v a mennyiségi fok, λ_T a melegedési tényező, η_v a fűvő volumetrikus hatásfoka.

Tájékoztató érték: $\lambda=0,5\dots0,75$.

A hasznos teljesítmény adiabatikus kompressziót alapul véve (eltekintve a Roots-fűvőka belépő és onnan távozó közeg mozgási, valamint helyzeti energiájának megváltoztatásától):

$$P_h = \frac{\chi}{\chi - 1} p_{sz} p_{ve} \left[\left(\frac{p_v}{p_{sz}} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1 \right] \quad \text{W}.$$

Az indikátordiagram alapján az indikált (belső) teljesítmény

$$P_i = (p_v p_{sz}) q_{v_i} \quad \text{W}.$$

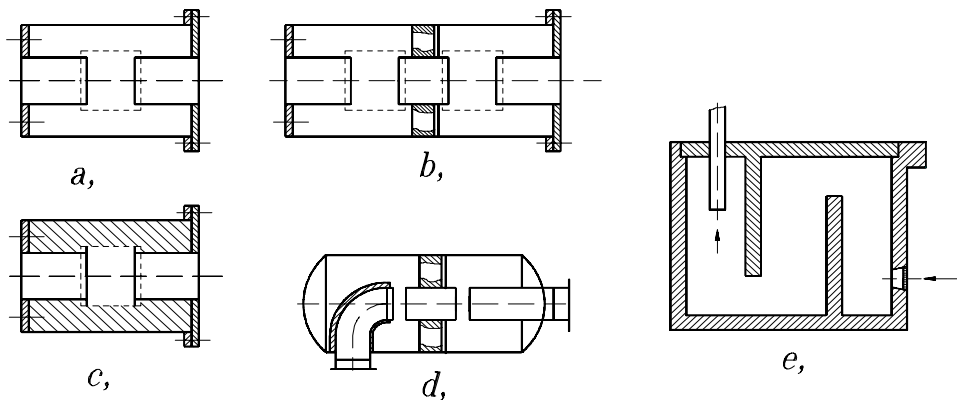
A Roots-fűvő mechanikai hatásfokának η_m -nek figyelembevételével a bevezetett teljesítmény

$$P = \frac{P_i}{\eta_m} \quad \text{W}.$$

ahol $\eta_m=0,8\dots0,95$ a Roots-fűvő nagyságától függően.

A Roots-fűvő működéséből következően a munkatérben levő gázt a nyomócsonkból visszaáramló gáz sűríti. A visszaáramlás nagyon zajos, továbbá a hirtelen nyomásnövekedés következményeként nyomáshullám keletkezik, amely a gázban mind a nyomó-, mind a szívócsonk irányában továbbhalad. A forgórész minden körülfordulása során a munkatérben négyszer lép fel nyomás növekedés. A zaj csúcserékét túlnyomórészt a gázban tovahaladó nyomáshullám okozza, emellett azonban a nyomásváltozásnak megfelelően rezgésbe jött ház, csővezetékek, tartályok és egyéb szerelvények is zajt keltenek. A csapágy és fogaskerekek zaja ezek mellett elhanyagolható.

A zaj csökkentése érdekében sokszor elegendő a nyomó- és szívóvezetékben tovahaladó nyomáshullámot csillapítani (81.ábra).



81.ábra

Zajcsökkentés megoldásai

5.4 Kompresszorok

5.4.1 A dugattyús kompresszor

A különféle elveken működő kompresszorok közül az igen gyakori dugattyús kompresszort ismertetjük.

A kompresszor működése áramlástani és hőtani ismeretek alapján megérthető (82.ábra).

A w fajlagos kompresszormunka vagy más néven technikai munka megegyezik a kompresszoron, azaz a nyitott rendszeren folyamatosan áthaladó közeg sűrítéséhez szükséges munkával. A kompresszor szívócsonkján a nyitott rendszerbe érkező gáz jellemzőit "sz" indexszel, a nyomócsonkban a nyitott rendszerből távozó gáz jellemzőit pedig "v" indexszel jelölve, továbbá q -val az állapotváltozás során a rendszer által a környezetnek átadott fajlagos hőt, az egységnyi tömegű közeg áthaladásakor stacioner esetben a folyamat energiamérlege:

$$w = q + (u + pv)_v - (u + pv)_{sz} \quad \text{J/kg,}$$

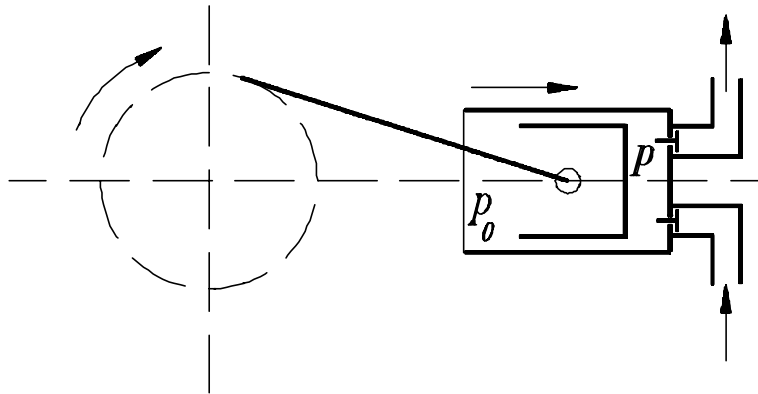
ahol w a nyitott rendszerbe befektetendő fajlagos kompresszormunka, u a gáz fajlagos belső energiája, $v=1/\rho$ a fajlagos térfogat.

Az

$$i = u + pv \quad \text{J/kg}$$

entalpia bevezetésével a fajlagos munka

$$w = q + i_v - i_{sz} \quad \text{J/kg.}$$



82.ábra

Dugattyús kompresszor elvi működése

Ez differenciális alakban felírva:

$$dw = dq + di.$$

Izotermikus állapotváltozás esetében $T = \text{konstans}$, azaz $di=0$, és így $dw=dq$ azaz a fajlagos munka egyenlő a hűtés során elvezetendő hőmennyiséggel.

Izotermikus állapotváltozása során $(pv)_{sz}=(pv)_v$ egyenlőség felhasználásával az ideális gáz sűrítési munkája

$$w_{iz} = \int v dp = p_{sz}^{v_{sz}} \ln p_v / p_{sz} \quad \text{J/kg.}$$

Izotropikus (adiabatikus és reverzibilis) állapotváltozáskor $dq=0$, amikor sem hőbevezetés sem pedig hőelvonás nincs. A $\chi = c_p / c_v$ fajhőviszony, továbbá $v_{sz} / v_v = (p_v / p_{sz})^{1/\chi}$ felhasználásával

$$w_{ad} = \int v dp = p_{sz}^{1/\chi} \int \frac{dp}{p^{1/\chi}};$$

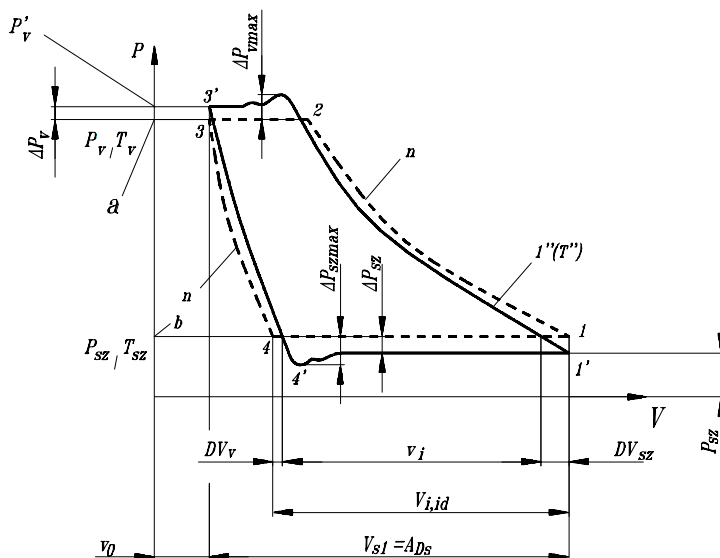
$$w_{ad} = \frac{\chi}{\chi - 1} p_{sz} v_{sz} \left[\left(\frac{p_v}{p_{sz}} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1 \right] \quad \text{J/kg.}$$

Politropikus állapotváltozás esetén n kitevővel

$$w_{pol} = \frac{n}{n-1} p_{sz} v_{sz} \left[\left(\frac{p_v}{p_{sz}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad \text{J/kg.}$$

A következő ábrába szaggatott vonallal bejelöltük a káros terű, veszteségmentes dugattyús kompresszor hengerében végbemenő nyomás- és térfogatváltozást.

A veszteségmentes kompresszornál eltekintünk a szívó- nyomószelep, ill. a vezetékek áramlási ellenállásaitól, továbbá a szívó- és nyomóvezetékbe zárt gázoszlop gyorsításához szükséges nyomáskülönbségtől.



83.ábra

Dugattyús kompresszor indikátor diagramja

Az egyes szakaszok a következők: 4-1 szívás, 1-2 kompresszió, 2-3 kitolás, 3-4 expanzió.

A tényleges munkafolyamat - ezt folytonos vonal jelöli az ábrán - eltér az eszményitől. A 4' pontban a nyomás kisebb, mint a szívócsőben uralkodó p_{sz} nyomásérték. A 4-4' közötti Δp_{szmax} nyomáskülönbség szükséges a szeleptányér tömegének felgyorsításához, továbbá a szívócső ellenállásának legyőzéséhez és a szívóvezetékbe zárt gázoszlop tömegének felgyorsításához. A 4'-1' szívási vonal a kezdeti csúcs után lassú járású kompresszornál az eszményivel közel párhuzamosan halad.

A nyomószelep nyitása után a nyomás Δp_{vmax} ill. Δp_v értékkel nagyobb, mint az eszményi p_v nyomás. Ez a nyomástöbblet a nyomószeleppel és a nyomóvezetékkel kapcsolatos gyorsítási és egyéb veszteségeket fedezi.

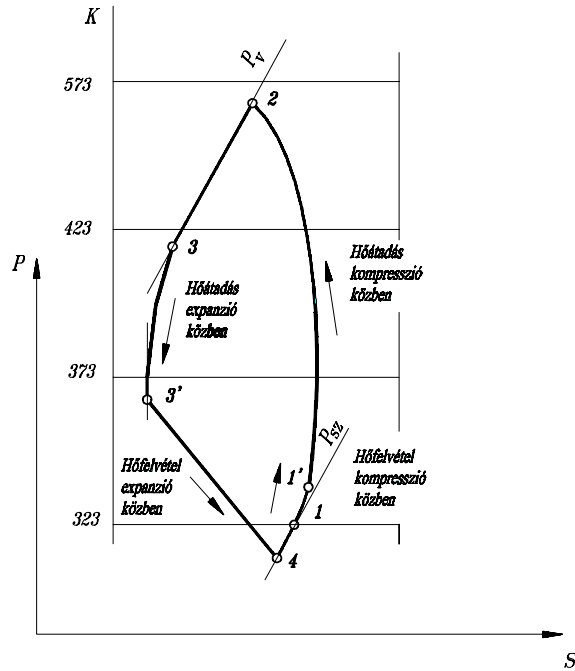
A 83.ábrán az indikátordiagramból a munkafolyamat alatti hőközlés nem tűnik ki.

A 84.ábrán bemutatott T-S diagramban ábrázolt munkafolyamatból viszont jól látható, hogy az 4-1 szívási periódus alatt a gáz felmelegszik azért, mert a meleg hengerfal hőt közöl a beáramló gázzal, továbbá azért, mert a beáramló gáz elkeveredik a kompresszió ütem alatt felmelegedett, a káros térben maradt gázzal. Az 1-1' kompresszió kezdeti szakaszán a felmelegedés tovább tart. Az 1-2 kompresszió további szakaszán a kompresszió miatt felmelegedett gáz fűti a henger falát, azaz a gáz hőt ad le.

A hőleadás a 2-3 kitolási ütem alatt és után a 3-3' expanzióig tovább tart.

Az expanzió 3'-4 szakaszában a felmelegedett hengerfal fűti a gázt, azaz a gáz hőt vesz fel a hengerfaltól.

A kompresszor q_{ve} effektív gázszállításán értjük a kompresszor nyomócsőjében mért, az időegység alatt a nyomóvezetékbe ténylegesen bejutott gáz térfogatáramát, átszámítva az I. fokozat szívócsőjében uralkodó nyomásra és hőmérsékletre.



84.ábra

Dugattyús kompresszor T-s diagramja

A kompresszor méreteit az effektív gázszállítás szabja meg.

Az effektív gázszállítás kisebb az eszményi $q_{vid} = V_{sl}n$ gázszállításnál, amely az I. fokozatú hengerek lökettérfogatából ($V_{sl} = A_D S$) és az n fordulatszámából számítható. A kettő viszonya a szállítási fok.

$$\lambda = \frac{q_{ve}}{q_{via}} = \frac{q_{ve}}{q_{sl}n}$$

A szállítási fok három tényező szorzatának tekinthető, éspedig:

$$\lambda = \lambda_v \lambda_T \eta_v,$$

ahol λ_v az első fokozat mennyiségi foka, λ_T az első fokozat melegedési tényezője,

$\eta_v = \eta_{vI} \eta_{vII} \eta_{vIII} \dots \eta_{vz}$, a (a többfokozatú) kompresszor volumetrikus hatásfoka.

A mennyiségi fok az első fokozat indikátordiagramjából lemérhető V_i indikált térfogatnak és a lökettérfogatnak a viszonya

$$\lambda_v = \frac{V_i}{V_{sl}} = \frac{V_{i, id} - \Delta V_{sz}}{V_{sl}} - \frac{\Delta V_{sz}}{V_{sl}}.$$

A jobb oldal első tagja a káros térben levő gáz n kitevőjű politróp expanziójából, a második tag pedig az I-II' izotermikusnak feltételezett állapotváltozás figyelembevételével számolható.

$$\lambda_v = \frac{p'_{sz}}{p_{sz}} = \frac{V_i}{V_{sl}} \left[\left(\frac{p'_v}{p_{sz}} \right)^{1/n} - \frac{p'_{sz}}{p_{sz}} \right].$$

A melegedési tényező a szívási periódus során az I. fokozatban a felmelegedés miatt bekövetkező gáztömegcsökkenést veszi figyelembe. A tömegcsökkenés arányos az abszolút hőmérsékletek viszonyával. A melegedési tényező tehát:

$$\lambda_T = \frac{T_{sz}}{T''_1}.$$

A volumetrikus hatásfok a részveszteségeket veszi figyelembe. Ha az összes veszteséget $\sum q'_{ve}$ -vel jelöljük, akkor

$$\eta_v = \frac{q_{ve}}{q_{ve} + \sum q'_{ve}}.$$

A V_i indikált szívótérfogathoz a

$$\lambda = \frac{q_{ve}}{q_{via}} = \frac{q_{ve}}{q_{sl} n}. \text{ összefüggés a következőképpen csatolható:}$$

$$q_{ve} + \sum q'_{ve} = V_i n \frac{T_{sz}}{T''_1}.$$

A szállítási fok tehát a következő módon írható:

$$\lambda = \frac{q_{ve}}{V_{sl} n} = \frac{(q_{ve} + \sum q'_{ve}) \eta_v}{V_{sl} n} = \frac{V_i n T_{sz} / T''_1}{V_{sl} n} \eta_v = \frac{V_i}{V_{sl}} \frac{T_{sz}}{T''_1} \eta_v = \lambda = \lambda_v \lambda_T \eta_v.$$

A kompresszor hajtásához szükséges teljesítmény az elméleti belső teljesítményből a bemutatott veszteségmentes kompresszor indikátordiagramja alapján számítható.

A kompresszormunka az 1-2-3-4-1 területtel arányos, amely az 1-2-a-b-1 területtel arányos kompresszió munka és a 3-a-b-4-3 területtel arányos expanziómunka különbségként írható fel.

Az n kitevőjű kompresszormunka

$$W_k = p_{sz} (V_0 + V_{s1}) \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_v}{p_{sz}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] J$$

Az n' kitevőjű expanziómunka

$$W_e = p_{sz} V_4 \frac{n'}{n-1} \left[\left(\frac{p_v}{p_{sz}} \right)^{\frac{n'-1}{n'}} - 1 \right] J$$

$$W_4 = V_0 \left(\frac{p_v}{p_{sz}} \right)^{\frac{1}{n'}}$$

Ezek után az elméleti belső teljesítmény (a kompresszor fordulatszámát az összefüggésben kivételesen n_f -fel jelölve.)

$$P_{eb} = (W_k - W_e) n_f \quad W$$

Kettős működésű kompresszornál (feltételezve, hogy a kétoldali dugattyúfelület azonos) $j=2$

A kettős működésű kompresszor indikált teljesítménye a p_i indikált középnyomás, valamint a dugattyú A homloklfelülete és az s löket figyelembevételével számolható, azaz:

$$P_i = (A_1 p_{i1} + A_2 p_{i2}) s n \quad W$$

(összefüggésben az i index a forgattyú, a 2 index pedig a fedéloldali értékeket jelöli).

A kompresszor hajtásához szükséges bevezetett teljesítmény a mechanikai hatásfok η_m figyelembevételével a következő módon számolható:

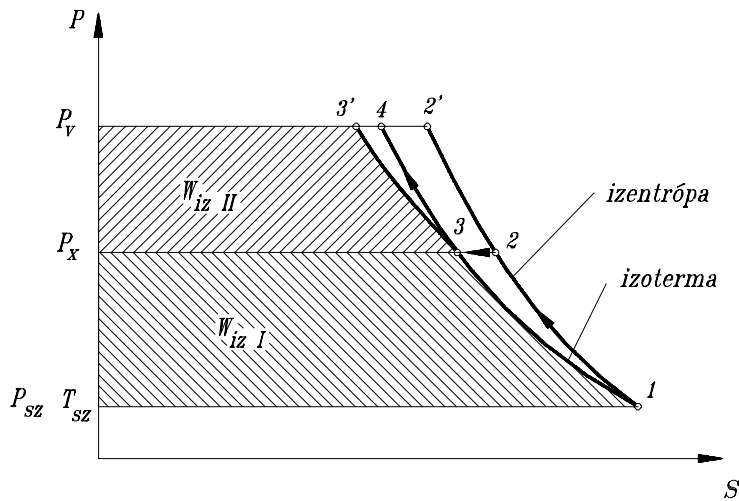
$$P = \frac{P_i}{\eta_m} \quad W$$

A hajtómotor teljesítményét ennél 10...15%-kal nagyobbra választjuk, azaz

$$P_{mot} = (1,1 \dots 1,15) P.$$

Ha a sűrítendő gázt egy hengerben sűrítjük össze nagy végnyomásnak megfelelő értékre, a gáz hőmérséklete - a hűtés ellenére is - olyan nagy lehet, ami a dugattyú kenését megnehezíti, továbbá a sűrítési munkatöbblet - amely legkisebb az izotermikus állapotváltozás esetében - szintén jelentékenyen megnő, romlik továbbá a mennyiségi fok, mivel a károstérben rekedt nagyobb nyomású gáz expanzióvonala laposabb lesz.

A 85. ábrán kétfokozatú, károstér nélküli, közbenső hűtővel ellátott kompresszor elméleti indikátordiagramját láthatjuk.



85.ábra

Kétfokozatú kompresszor elvi működése

Egy sűrítés esetén a kompresszió vonal 1-2-2'. Kétfokozatú sűrítés esetén p_x közbenső nyomásnál a kompressziót megszakítjuk és állandó nyomáson a gázt a kezdeti T_{sz} hőmérsékletre hűtjük vissza. A visszahűtés V_2-V_3 térfogatcsökkenéssel jár együtt, a hűtés mértéke pedig abból tűnik ki, hogy a 3 pont az I-ből induló 1-3' izotermán fekszik. Ezután a gázt a következő hengerbe vezetve, a 3-4 vonal mentén tovább sűrítve a kívánt p_v nyomásnak megfelelő értékre sűrítjük össze.

A kétfokozatú sűrítés és közbenső visszahűtés esetén megtakarított munka a 2-3-4-2'-2 területtel arányos.

Ha a sűrítést közbenső - ismeretlen nagyságú - p_x nyomásnál megszakítjuk, és a gázt az eredeti hőmérsékletre visszahűtjük, akkor n kitevőjű politróp állapotváltozás esetén a kompresszió munka a két henger munkájának összegeként írható fel, azaz:

$$W_k = W_{kI} + W_{kII} = RT_{sz} \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_x}{p_{sz}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + RT_{sz} \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_v}{p_x} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \text{ J}$$

Az ismeretlen p_x közbenső nyomása

$$\frac{dW_k}{dp_x} = 0$$

feltételből határozható meg. Elvégezve a kijelölt műveletet, kapjuk, hogy

$$\frac{p_x}{p_{sz}} = \frac{p_v}{p_x}$$

Ez azt jelenti, hogy a kompresszió munka akkor a legkisebb, ha az egyes fokozatokban a nyomásviszony azonos, vagy ami ugyanazt jelenti, a közbenső nyomás a két határnyomás mértani középárányosa, azaz:

$$p_x = \sqrt{p_v p_{sz}}$$

5.4.2 Turbófúvó, turbókompresszorok

Mint a korábbiakban láttuk a gázsűrítők gáznemű közeget kisebb nyomású térből nagyobb nyomású térbe szállítanak, miközben a két tér közötti nyomáskülönbség az abszolút nyomáshoz viszonyítva számottevő, úgy, hogy a szállított gáz térfogat- és sűrűségváltozása nem lehangolható. Az áramlási elven működő gépeknél a szívó- és nyomótér szilárd fallal nincsen elválasztva, a nyomáskülönbséget a sebességváltozások tartják fenn. Az 1 kg súlyú szállított közegnek átadott munkát, az emelőmagasságot az Euler-turbinaegyenlet adja:

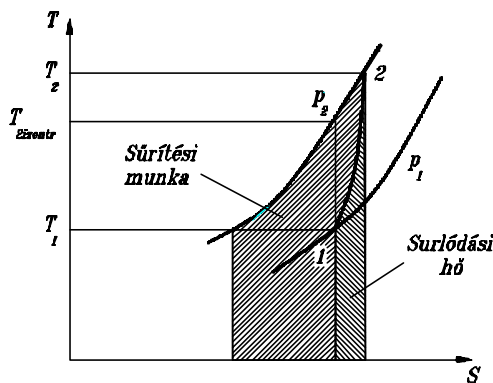
$$H = \frac{c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1}{g}$$

E munka, valamint belépéskor a külső nyomás munkája a közeg hő- és mozgási energiaösszegét növeli, és kifúváskor az ellennyomás ellenében végez munkát. 1 kg súlyú gázra:

$$\mathcal{H} = c_p (T_2 - T_1).$$

A gép hajtásához szükséges teljesítmény:

$$\Delta P = G e_p (T_2 - T_1) + G Q + \mathcal{P}_s$$



86.ábra

Kompresszor munkafolyamata a T-s diagramon

A munkafolyamat legcélszerűbben az entrópia-hőmérséklet-diagramon ábrázolható (86.ábra). Az 1 pontból induló állapotváltozási görbe nyomás-, hőmérséklet- és entrópiánövekedés mellett a 2 állapotig tart. A görbe alatti terület a folyamat közben a súrlódás folytán keletkezett hőmennyiséget adja (a gépet hőszigeteltnek képzeljük, $Q=0$).

Az 1 kg közegre jutó összes munkát a teljesítményt a T_1 -től T_2 -ig tartó bármelyik állandó nyomású vonal alatti terület jelképezi.

A kompressziót elemi részekre (pl. fokozatokra) bontva elemi hatásfokot definiálhatunk, melyben a súrlódási munkával csökkentett, tehát a kompresszióra fordított

munkát az összes munkához viszonyítjuk:

$$\eta_e = \frac{c_p dT - T ds}{c_p dT}$$

η_e állandósága politropikus állapotváltozásra vezet:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\eta_e \cdot \kappa}}$$

és ez esetben a teljes kompresszió munka és az egész folyamat alatt bevezetett összes munka viszonya (η_{pol}) is megegyezik az állandó elemi hatásfokkal

$$\eta_{pol} = \eta_e$$

Mivel η_e gyakorlatilag nem mérhető, állandónak feltételezve a mért p_1 és p_2 , valamint T_1 és T_2 értékekből politropikus hatásfokot szokás számítani:

$$\eta_{pol} = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \frac{\lg \frac{p_2}{p_1}}{\lg \frac{T_2}{T_1}}$$

Ez a hatásfok jellemzi a gép áramlási szempontból helyes kialakítását, és felel meg a szellőzőknél szereplő hatásfoknak. Kis nyomásváltozás esetén ugyanis

$$Ge_p \cdot (T_2 - T_1) \approx \frac{g}{\eta_{pol}} \cdot V_1 (p_2 - p_1)$$

Ha a sűrített közeg felmelegedése nem hasznosítható, akkor a gép gazdaságos üzemére az izotermikus hatásfok jellemző:

$$\eta_{izot} = \frac{gH_{izot}}{c_p(T_2 - T_1)} = \frac{gRT_1 \ln \frac{P_2}{P_1}}{c_p(T_2 - T_1)}$$

Végül az izentropikus (adiabatikus) hatásfokot is szokás megadni, amelyeknek számlálójában a súrlódásmentes közeg izentropikus kompressziójához szükséges munka szerepel:

$$\eta_{izent} = \frac{c_p(T_{2izentr} - T_1)}{c_p(T_2 - T_1)} = \frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1}{\frac{T_2}{T_1} - 1}$$

Ez a hatásfok csak burkoltan jellemzi a gép áramlási szempontból helyes kialakítását, mert értéke a nyomásviszonytól is függ. Ha $p_2 \rightarrow p_1$, akkor $\eta_{izentr} \rightarrow \eta_{pol}$, egyébként $\eta_{izentr} < \eta_{pol}$.

Hűtött gépeknél a T_2 véghőmérsékletből az összes munka nem számítható, ezért itt az izotermikus kompresszió munkát a tengelyen betáplált P_t teljesítményhez viszonyítjuk. Az így kapott viszonyszámot, mely a csapágy súrlódási veszteségét is tartalmazza, megkülönböztetésül teljesítménytényezőnek nevezzük:

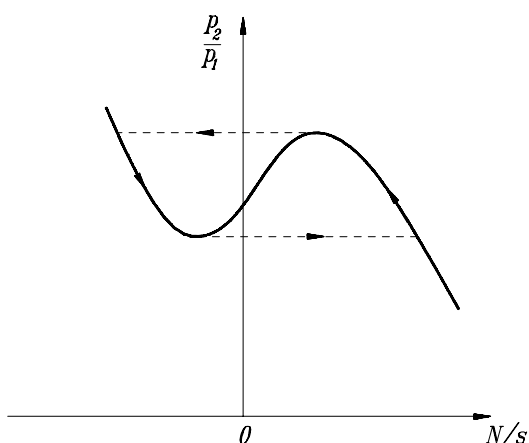
$$\lambda_{izot} = \frac{G \cdot R \cdot T_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}}{P_t}$$

A hűtés kétféle. **Külső hűtés:** a közeget több fokozat után egy csöves hűtőbe vezetjük, és ott kb. a kezdeti hőmérsékletre hűtjük vissza. Ez rendszerint először a kompresszió közben (közbenső hűtés), másodsor a kompresszió végén (utóhűtés) történik.

Belső hűtés: a hűtőfelület a gép álló része, amelynek üregeiben hűtővíz áramlik. Mivel ennek felülete korlátozott, és benne a légáramlási sebesség aránylag nagy, a második fokozatba belépéskor a közeg még melegebb, mint az első fokozat előtt. A további fokozatoknál a hőmérsékletesés növekszik, egyrészt mert a hűtővíz sokkal kisebb

mértékben melegszik, mint a közeg, másrészt, mert a sűrűbb közeg hőátadási tényezője nagyobb.

A gázsűrítő jelleggörbéje a nyomásviszony a beszívott térfogat, illetőleg szállított súly függvényében. Az üzemi pont a jelleggörbe és a csőrendszer (tartály) ellenállásgörbéjének metszéspontjában van. Ha a tartály le van zárva, illetőleg a fogyasztás a szállított mennyiségnél kisebb, az ellennyomás növekszik. Mivel a gázsűrítő jelleggörbéjének rendszerint maximuma van, az üzemi pont e legnagyobb nyomás elérése után a jelleggörbe negatív ágára ugrik, azaz a gépen keresztül visszafúvás következik be. A visszafúvás addig tart, míg a tartálynyomás le nem csökken a jelleggörbe minimum pontjáig. Ekkor a munkapont ismét a



87.ábra

Kompresszorok „pumpálása”

jobb oldali ágra ugrik, és a szállítás újra megindul. E jelenséget, mely periodikusan ismétlődik, a gázsűrítő "pumpálásának" nevezzük (87.ábra).

A pumpálást legegyszerűbben biztosító szeleppel gátolhatjuk meg, mely a legnagyobb nyomásnál valamivel kisebb nyomás elérésekor nyílik, és az ilyen állapotban szállított gázmennyiséget teljes egészében kiengedi.

A pumpálás megszüntethető a szívóvezetékben alkalmazott fojtással is.

A gázsűrítő szabályozása állandó nyomás vagy állandó szállított mennyiség érdekében történhet. A nyomóvezetékbe első esetben nyomásra, második esetben mennyiségre érzékeny vezérlő szerkezetet (mérőperemet, Venturi-csővet) kell beépíteni. A vezérlő szerv vagy a kezelő személy által végzett szabályozás módja:

- a.) fordulatszám-változtatás,
- b.) fojtás a szívó- vagy nyomóvezetékben,
- c.) perdületszabályozás,
- d.) egyes fokozatok megkerülése.

A szívóvezeték fojtása gazdaságosabb, ezért a nyomóvezetékben csak különleges esetben alkalmazunk fojtást (pl. ha a szívóvezetékben tömítetlenségi szempontból nem szabad depressziót létesíteni).

5.4.3 Gázsűrítőket jellemző számok

Mivel a gázsűrítők rendszerint több fokozatúak, méret nélküli számokkal az egész gép vagy egy fokozat működését szokás jellemezni.

$$\text{Hőmérsékletnövekedési tényező: } \chi = \frac{T_2 - T_1}{\frac{\rho \cdot u_2^2}{2 \cdot g \cdot c_p}}$$

Nyomásnövekedési tényező:
$$\varphi = \frac{H_{pol}}{\frac{u_2^2}{2g}}$$

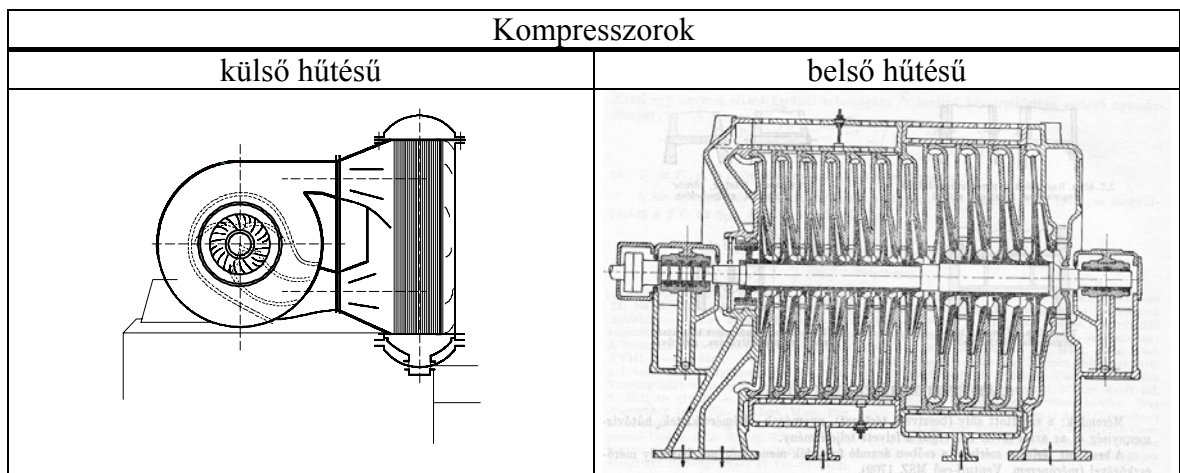
Kis nyomásnövekedés $\left(\frac{p_2}{p_1}\right) \approx 1$ esetén
$$\frac{H_{pol}}{\frac{u_2^2}{2g}} = \frac{\Delta p_{\acute{o}}}{\frac{u_2^2 \rho}{2}}$$

mint a szellőzőknél. Mivel a gépbe bevezetett összes munka szállított kg-onként $c_p(T_2 - T_1) = \vartheta \cdot \chi \frac{u_2^2}{2g}$, a hasznos munka pedig $\vartheta \cdot H_{pol} \cdot \varphi = \eta_{izentr} \cdot \chi$

Az irodalom egy részében:
$$\varphi = \frac{H_{ad}}{\frac{u_2^2}{2g}} = \frac{H_{izentr}}{\frac{u_2^2}{2g}}$$
 és
$$\varphi = \eta_{izentr} \cdot \chi$$

Mennyiségi tényező radiális átömlésnél:
$$\varphi = \frac{V_{besz}}{A_{gy} \cdot u_2} = \frac{c_a}{u_2}$$

Reakciófok: $r = \Delta p_{jid} / \Delta p_{\acute{o}idfok}$, a járókerék utáni és előtti statikus nyomás különbsége, osztva a fokozati össznyomás emelkedéssel súrlódásmentes esetben.



88.ábra

Gázsűrítők

6. HŐÁTSZÁRMAZTATÁS BERENDEZÉSEI, HŐCSERÉLŐK

A hő átszármaztatása rendszerint egyik közegből a másikba történik. Ha a közegeket egymástól fal választja el, akkor a készülék neve, amelyben a művelet lefolyik, felületi hőcserélő, ha a közegek keveredhetnek, akkor a készülék neve: keverős hőcserélő. Az olyan hőcserélő készülékeket, amelyekben a hőcsere állandósult állapotú és a hőcserélőben részt vevő közegek mindegyike egy időben a készülékben áramlik, rekuperátoroknak is neveik. Olyan készülékeket, amelyekben felváltva tartózkodik vagy áramlik minden, a hőcsereben részt vevő közeg, regenerátornak nevezik.

A hőcserélő készülékek többféle szempontból osztályozhatók. Az egyik ilyen a művelet célja szerinti felosztás. Ily módon beszélhetünk

hűtőkről, ahol a művelet célja valamilyen meleg közeg hűtése. A hűtőközeg lehet víz, levegő, sólé, vagy más alkalmas folyadék,

fűtőkről, amelyekben levegőt, vagy más gázt, esetleg folyadékot melegítünk rendszerint gőzzel, mint fűtőközeggel,

hőhasznosítókról, amikor hulladékhővel valamilyen közeget felmelegítünk, vagy forralunk,

forralókról, amelyekben rendszerint vízgőzzel forralunk fel más közeget,

bepárlókról, ahol egymástól nagyon eltérő forrponthu alkotók oldataiból az alacsonyabb forrponthu alkotót (rendszerint vízgőzt) elgőzölögtetjük többnyire fűtőgőzzel,

elpárolgatókról, ahol hűtő körfolyamatokban a hőelvonás történik,

visszaforralókról, ahol a desztillációs oszlopban lefolyó folyadékfázis (a reflux) részben gőzfázissá alakítják fűtőközeg (rendszerint vízgőz) által leadott hővel.

kondenzátorokról, amelyekben gőzt teljesen, vagy részlegesen folyadékfázisba hoznak, a rejtett hő elvonásával.

Fenti célokra alkalmazott készülékek között több-kevesebb hasonlóság és a funkcióktól függő különbség van. Gyártástechnológiai és műveleti számítási szempontból például könnyen előfordulhat, hogy semmi különbség nincs folyadék-folyadék hűtő, és egy ugyanolyan közeg párral üzemeltetett hőhasznosító berendezés között.

Műveleti számítási szempontból inkább az lényeges, hogy a műveletben részt vevő közegek valamelyikénél történik-e a készüléken való áthaladás közben fázisváltozás, forrás, vagy kondenzáció.

Ugyanezek a jelenségek a készülékek konstrukciós kialakítását is befolyásolják. A konstrukció szempontjából figyelembe kell venni ezenkívül a közegek nyomását és korróziós tulajdonságait.

A műszaki gyakorlatban előforduló hőcserélési problémák sokfélesége azt eredményezte, hogy igen nagyszámú készülék alaptípussal foglalkozunk. Minden felületi hőcserélő készülék közös vonása azonban az, hogy a közegeket fal választja el egymástól, maguk a közegek pedig e válaszfalakkal határolt csatornában áramlanak.

Mivel a válaszfal csak a közegek keveredéseinek megakadályozására szolgál, általában a lehetőségeken belül törekedni kell arra, hogy e válaszfalak termikus ellenállása minél kisebb legyen.

A hőcserélő készülékben áramló anyagokból kiváló szennyeződések a falakra lerakódva növelik annak termikus ellenállását. Sok esetben gyakorlati, vagy gazdaságossági okokból számolni kell hőellenállás szempontjából mértékadó lerakódással.

6.1 Felületi hőcserélők méretezése, a közepes hőmérsékletkülönbség

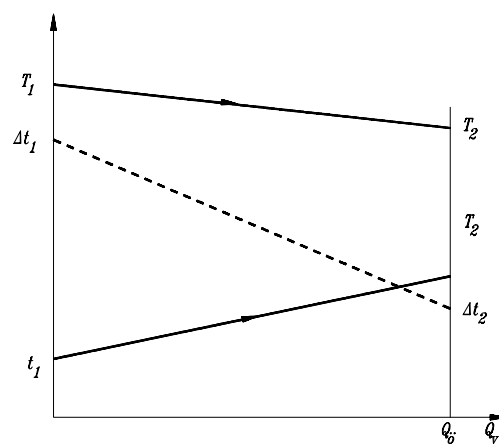
A korábbi hőtani tanulmányainkban elemi dl hosszúságú cső dA felületén átszármaztatott dQ hőmennyiségről volt szó. Ekkor megengedhető volt az, hogy a T és t hőmérsékletek elemi megváltozását a cső hossza mentén ugyanezen hőmérsékletek véges különbségéhez képest elhanyagoltuk. Véges hosszúságú cső vagy egyéb hőátadó felület esetén azonban általában egyik, vagy másik, vagy mind a két közeg hőmérséklete jelentékenyen változik a hőátadó felület mentén. A művelet nagy részénél a hőcserélőben részt vevő közegek hőmérséklete az átszármaztatott hő mennyiségével egyenes arányban - lineárisan - változik. Ez a helyzet akkor, ha meleg folyadék érzékelhető hőjével melegítünk fel hideg folyadékot, vagy fordítva. Ilyenkor a meleg folyadék, ha T_1 hőmérsékleten lép be a készülékbe

$$Q = WC(T_1 - T)$$

hőmennyiséget ad le, mire T hőmérsékletű lesz, míg a hideg folyadék egyenáram esetén ugyanakkora hőmennyiséget vesz fel és hőfoka t_1 -ről t -re nő. Mindkét közeg hőmérsékletének változása az átszármaztatott hőmennyiség függvényében

$$T = T_1 - \frac{Q}{WC}, \quad \text{ill.} \quad t = t_1 + \frac{Q}{wc}$$

lineárisan változik. Ugyancsak lineárisan változik Q függvényében Δt is (88. ábra).



88. ábra

Hőcserélő hőfoklefutási diagramja

$$T - t = \Delta t = \left(T_1 - \frac{Q}{WC}\right) - \left(t_1 + \frac{Q}{wc}\right) = \Delta t_1 - Q\left(\frac{1}{WC} + \frac{1}{wc}\right)$$

Az egyenes egyenletéből következik, hogy

$$\frac{d\Delta t}{dQ} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{Q_s}$$

dQ az előző egyenlet szerinti értékét helyettesítve

$$\frac{d\Delta t}{kdA\Delta t} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{Q_s}$$

innen a hőátadó felület:

$$A = \frac{Q_s}{k(\Delta t_1 - \Delta t_2)} \left(\int_{\Delta t_1}^{\Delta t_2} \frac{d\Delta t}{\Delta t} \right) = \frac{Q_s}{k(\Delta t_1 - \Delta t_2)} \int_{\Delta t_2}^{\Delta t_1} \frac{d\Delta t}{\Delta t} = \frac{Q_s}{k(\Delta t_1 - \Delta t_2)} [\ln \Delta t]_{\Delta t_2} = \frac{Q_s \ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}{k(\Delta t_1 - \Delta t_2)} = \frac{Q_s}{k\Delta t_{\log}}$$

ahol

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

az un. logaritmusos közepes hőmérsékletkülönbség.

Értelemszerűen ugyanerre az eredményre jutunk ellenáram esetén is, tehát, ha a közegek áramlási iránya egymással ellentétes. Természetesen akkor is alkalmazható a logaritmusos közepes hőmérsékletkülönbség, ha a hőcserében részt vevő közegek egyikének hőmérséklete a hőátadó felület mentén nem változik. Ekkor teljesen közömbös, hogy az áramlás egyen, vagy ellenáramú-e. Azonos be- és kilépő hőmérsékletek esetén, ha mindkét közeg hőmérséklete változik, mindig ellenáram esetén nagyobb a logaritmusos közepes hőmérsékletkülönbség. Általános, egyen- és ellenáram esetére egyaránt használható megfogalmazásban a logaritmusos közepes hőmérsékletkülönbség

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{\ln \frac{\Delta t_n}{\Delta t_k}}$$

ahol Δt_n a készülék végein mutatkozó hőmérsékletkülönbségek közül a nagyobbik, míg Δt_k a kisebbik.

Ha a készülék két végén mutatkozó hőmérsékletkülönbségek egyenlők (ez pl. akkor következik be, ha a $WC = wc$, vagyis ha ellenáramú az elrendezés és az un. vízértékek egyenlők) akkor Δt_{\log} -beli kifejezés 0/0 határozatlan alakú lesz. Ezt a

határozatlanságot megszüntethetjük, és ekkor kitűnik, hogy ilyen esetben $\Delta t_{\text{log}} = \Delta t$ az egyik hőmérsékletkülönbséggel.

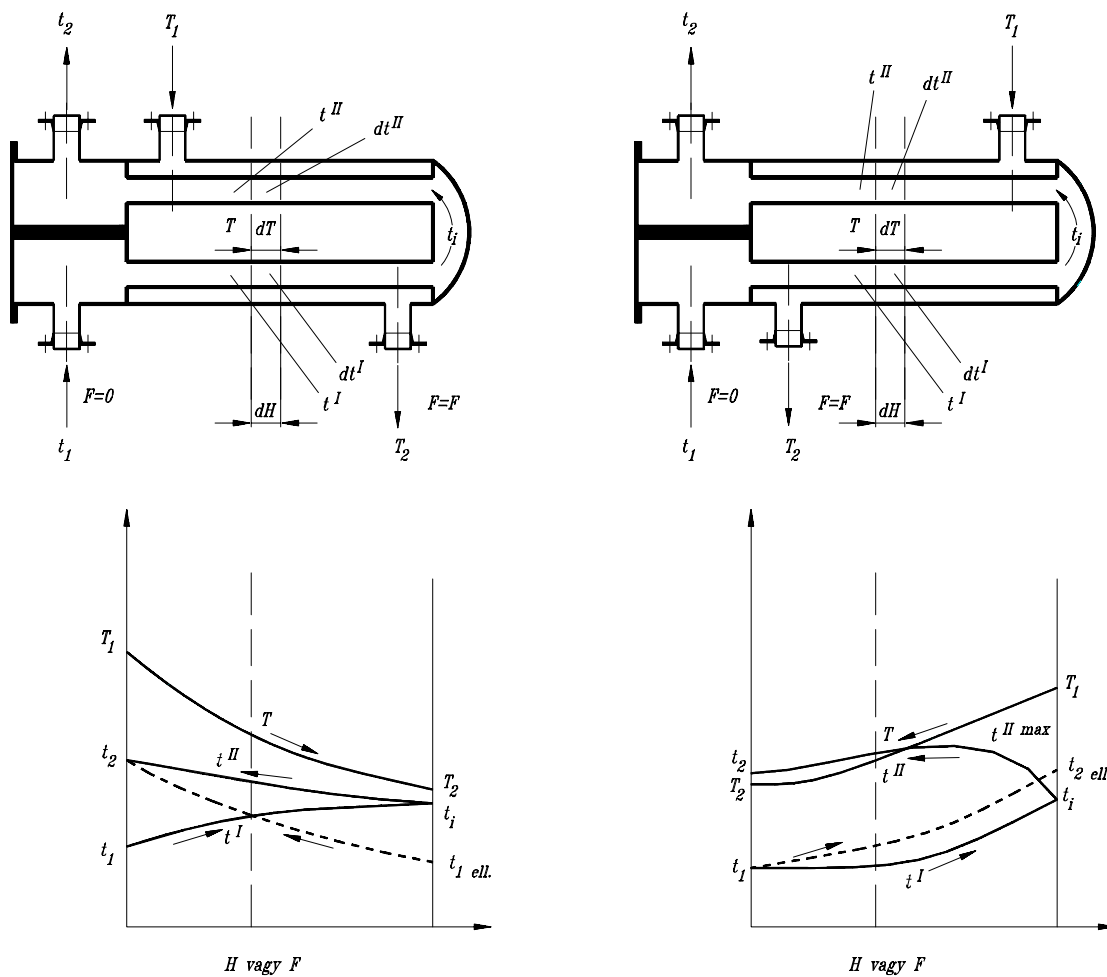
Ha a hőcserélő készülék hőátadó felülete mentén áramló közegek hőmérséklete nem változik, tehát ha az egyik oldalon egykomponensű gőz kondenzálódik, a másik oldalon egykomponensű folyadék forr, akkor a "közepes" hőmérsékletkülönbség egyszerűen a két közeg telítési hőmérséklete között mutatkozó különbség lesz.

A logaritmikus közepes hőmérsékletkülönbséggel minden további nélkül csak két feltétel egyidejű teljesülése mellett számolhatunk:

- a.) Ha a közeg hőmérséklete az átszármaztatott hőmennyiséggel lineárisan változik.
- b.) Ha a közegek haladási iránya egymáshoz képest egyen-, vagy ellenáramú.

A logaritmikus közepes hőmérsékletkülönbség helyett tényleges vagy effektív közepes hőmérsékletkülönbséggel kell számolnunk minden olyan esetben, amikor a műveletben részt vevő közegek áramlási iránya egymáshoz képest nem egyen-, vagy ellenáramú, még akkor is, ha a közegek hőmérséklete a leadott, vagy felvett hőmennyiséggel lineárisan változik.

Az iparilag széles körben alkalmazott csőköteges hőcserélők nagy része csőoldalon többjártú. Vizsgáljuk meg az 1 köpenyoldali és két csőoldali járatú, az un. 1-2 hőcserélőt. Az egyik lehetséges csőkelrendezés a 89. ábrán látható, ugyanitt ábrázoltuk a hőmérsékletek változását a csövek hossza mentén. Jelen elrendezésnél a csőbe belépő hideg közeg először párhuzamosan áramlik a köpenyoldali meleg közeggel, majd egy fordulókamrában irányt változtat és ellenáramban lép ki a készülékből. A hőmérsékletek hőátadó felület menti változásait ábrázoló ábrába szaggatott vonallal berajzoltuk azt is, hogy milyen lenne a hideg közeg hőmérsékletének változása, ha az elrendezés ellenáramú lenne. A következő ábrán ugyanezeket tüntettük fel egy másik lehetséges, és előzőnél szokásosabb elrendezésre. Itt a csövekbe belépő hideg közeg először ellenáramban áramlik.



89.ábra

Az effektív közepes hőmérsékletkülönbség alatt az alábbiak szerint definiált hőmérsékletkülönbséget értjük. Az átszármaztatott hőmennyiség

$$Q = k \int \Delta t(A) dA$$

A

Ugyanez az effektív hőmérsékletkülönbséggel kifejezve:

$$Q = k \Delta t_m A$$

Az előző két egyenlet egybevetéséből nyilvánvaló, hogy az effektív közepes hőmérsékletkülönbség

$$\Delta t_m = \frac{\int \Delta t(A) dA}{A}$$

a "meleg" és "hidegoldali" hőmérsékletkülönbségek integrál középértéke.

Tiszta ellen-, ill. egyenáram esetén ez a középérték a logaritmikus közepes hőmérsékletkülönbség. Az előző két ábrán vázolt esetekben, amikor az áramlás részben ellen-, részben egyenáramú, Δt_m nyilván nagyobb lesz, mint tiszta egyenáram esetén lenne, de kisebb, mint amekkora tiszta ellenáram esetén lenne. A Δt_m -nek a tiszta ellenáram esetén és változatlan T_1 , T_2 , t_1 , t_2 értékek mellett nyerhető logaritmikus közepes hőmérsékletkülönbséggel alkotott viszonya ezért kisebb 1-nél, vagyis

$$\frac{\Delta t_m}{\Delta t_{\log}} = \varepsilon < 1$$

Az ε -tényező mindenféle áramlás-elrendezése kifejezhető az

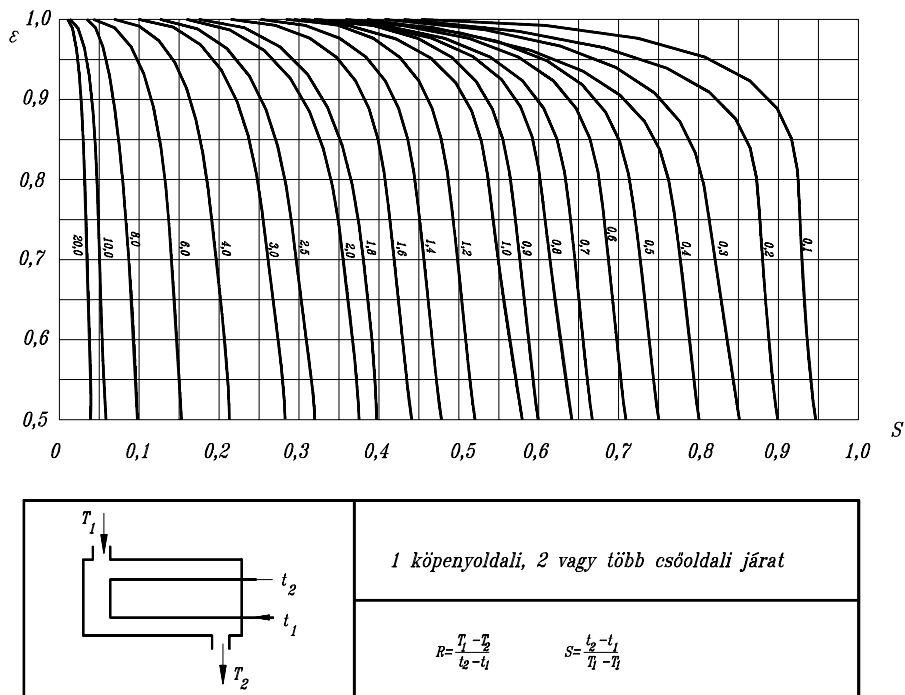
$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{wc}{WC}$$

és az

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

változók függvényében. Maga a függvény, tehát e függvényt ábrázoló görbék is áramlási elrendezésenként változók (90.ábra).

Ha a csőoldali járatokat a hőcserélőben szaporítjuk, akkor 1-4, 1-6, stb. hőcserélőkhöz jutunk. Ennél több járatú hőcserélőt ritkán készítenek.



90.ábra

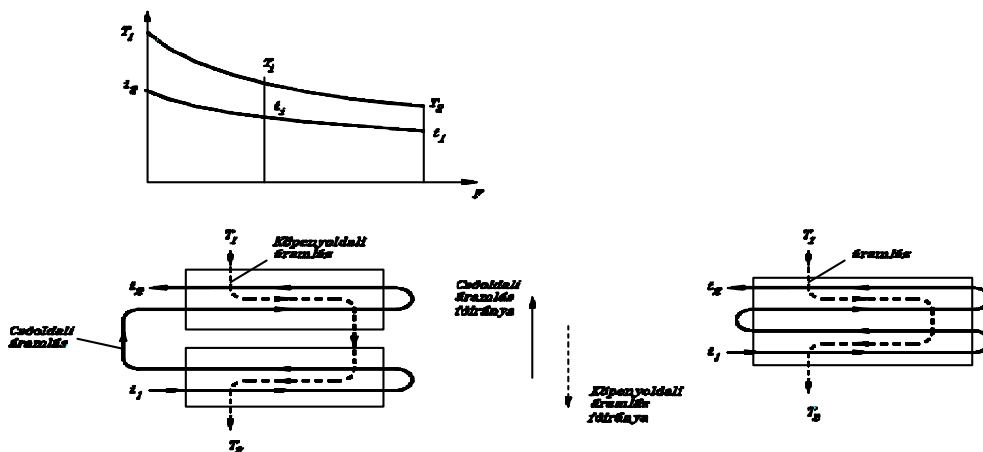
Jellemző ε függvény

Az ε függvény alakja a csőoldali járatok számának növelésétől nem nagyon változik. A maximális eltérés az 1-2 és az $1-\infty$, tehát a végtelen csőoldali járatú (egy köpenyoldali járatú) hőcserélő ε függvényeinél nem több 3-4%-nál. Így ez a diagram általában használható, ha egy köpenyoldali és több csőoldali járat van. Az ε függvény egyparaméteres görbesereggel ábrázolható. Az R paraméter a vízártékek viszonya, míg az $S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$ kifejezés a hűtőközeg hőmérséklet tényleges növekedésének és a tiszta

ellenárammal, végtelen nagy hőátadó felület esetén megvalósítható hűtőközeg hőmérséklet növekedésének a hányadosa. Nyilvánvaló és a görbékéből is látható, hogy adott R esetén t_2 minél inkább tart T_1 -hez, tehát minél inkább el akarjuk érni a hűtőközeg hőmérsékletének csak ellenárammal megvalósítható növekedését, annál inkább közeledik az S változó egyhez és ezáltal annál jobban csökken ε . Mivel ε definíciójából következik, hogy a hőátadó felület

$$A = \frac{Q}{k\Delta t_m} = \frac{Q}{k\varepsilon\Delta t_{\log}}$$

ezért ε csökkenése a szükséges hőátadó felület növekedését okozza. Adott R esetén S növekedése eleinte csak kismértékben csökkenti ε -t. Általában nem gazdaságos olyan elrendezést és hőmérsékleti viszonyokat választani, hogy $\varepsilon < 0,7$ legyen. Ezen érték alá a legtöbb nem tiszta ellenáramú hőcserélőnél akkor esik ε , ha $t_2 > T_2$ -nél, azaz, ha a hideg közeg kilépő hőmérséklete nagyobb a meleg közeg kilépő hőmérsékleténél. Az ilyen hőmérsékletekhez tartozó R és S érték párok táján kezdődik az ε - görbék meredeken leszálló ága. Ennek a jelenségnek a magyarázata az, hogy $t_2 = T_2$ az a határérték, amely tiszta egyenáramú elrendezésnél végtelen felülettel egyáltalán még megvalósítható. Ennek a határnak a túllépése a hőcserélő egyenáramú járatában az effektív közepes hőmérsékletkülönbséget nagyon lecsökkenti. Az említett jelenséget az ún. hőmérséklet kereszteződést több járatú hőcserélőknél ezért kerülni kell. Hőmérséklet kereszteződés akkor léphet fel, ha a meleg közeget a hűtőközegéhez közelálló hőmérsékletre kell lehűteni, továbbá, akkor, ha viszonylag kismennyiségű hűtőközeggel kívánjuk a meleg közegből a hőt elvonni. Ilyen esetekben a hőmérséklet kereszteződés az említett okok megszüntetése révén, vagy két, esetleg több, hőcserélő készülék sorba kapcsolásával kerülhető el. A 91.ábrából látható, hogy ha az egyébként hőmérséklet kereszteződést okozó egy hőcserélőt kettéosztjuk, és ezeket a b. ábra szerinti módon sorba kapcsoljuk, akkor mindkét hőcserélőre nézve elkerültük a hőmérséklet kereszteződést. Az eredmény nagyobb ε , tehát kisebb összfelület. Annak eldöntése, hogy ilyen változtatást mikor célszerű végrehajtani, gazdasági kérdés. Nem biztos ugyanis eleve, hogy a kisebb összfelületű két hőcserélő olcsóbb-e, mint az egy nagyobb, mivel a kisebb hőcserélők fajlagos (m^2 -enkénti) ára magasabb, mint a nagyobb készülékeké.



91.ábra

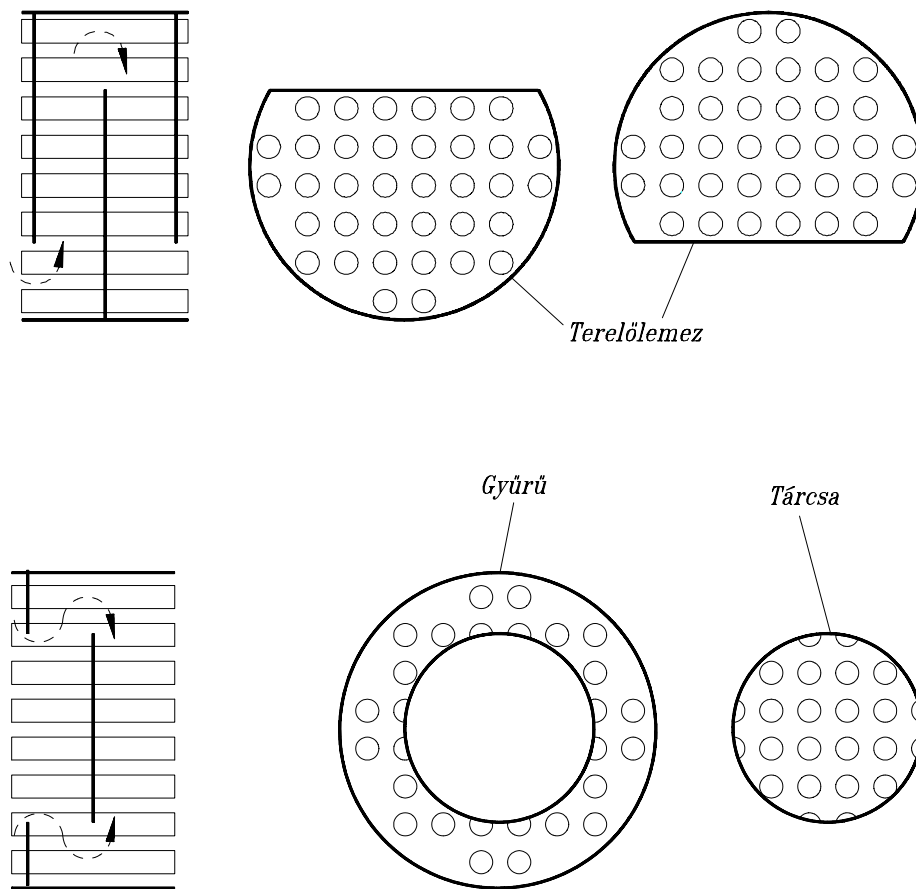
Hőcserélő osztása

Egyszerű szemlélettel könnyen belátható, hogy a b. ábrán látható két sorba kapcsolt 1-2 hőcserélő áramlási elrendezés szempontjából azonos egy db 2-4, azaz két köpenyoldali járatú és négy csőoldali járatú hőcserélővel. Könnyen belátható ezek után, hogy e köpenyoldali járatok

Egyszerű szemlélettel könnyen belátható, hogy a b. ábrán látható két sorba kapcsolt 1-2 hőcserélő áramlási elrendezés szempontjából azonos egy db 2-4, azaz két köpenyoldali járatú és négy csőoldali járatú hőcserélővel. Könnyen belátható ezek után, hogy e köpenyoldali járatok számának növelése ε értékét növeli, tehát a hőcserélőben az effektív hőmérsékletkülönbség jobban megközelíti a logaritmus közepes hőmérsékletkülönbséget. Több köpenyoldali járat esetén a műveletben részt vevő közegek be- és kilépő csonkjainak egymáshoz képesti elrendezése már nem közömbös, mint az 1-2 hőcserélőnél. Fentiekben elmondottak arra a csonkelrendezésre vonatkoznak, amely a c. ábrán látható. Ebben az elrendezésben minél jobban növeljük a köpenyoldali járatok és a csőoldali járatok számát, akkor a közegek fő haladási iránya egyre inkább ellenáramúvá válik, így ε egyre jobban tart 1-hez.

Ha a köpenyoldali vagy a csőoldali be- és kilépő csonkokat megcseréljük, akkor több köpenyoldali járat esetén a közegek fő áramlási elrendezése inkább az egyenáramú hőcserélőéhez hasonlítana, ezért az effektív hőmérsékletkülönbség az egyenáram esetére vonatkozó logaritmus közepes hőmérsékletkülönbséghez tartana. Ez viszont kisebb, mint az ellenáramú elrendezésre adódó (kivéve azt az esetet, amikor legalább egyik közeg hőmérséklete változatlan), ezért célszerűtlen.

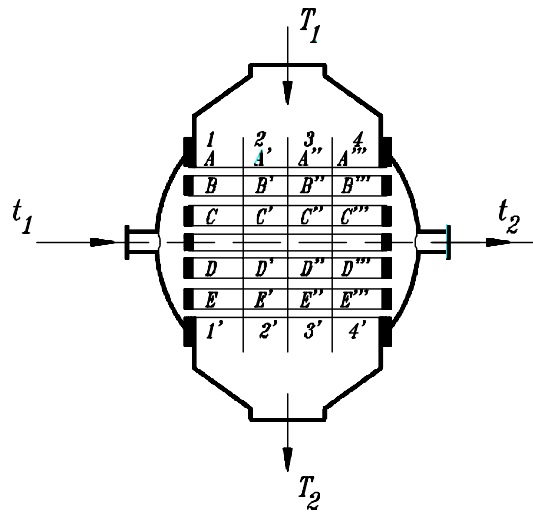
Csőköteges hőcserélők köpenyoldalán többnyire terelőlemezek vannak az áramlás sebességének növelésére. Ezek miatt a köpenyoldali áramlás lényegében keresztirányú a csőoldali áramláshoz képest. A terelőlemezek száma azonban olyan nagy (általában 0,25-0,4 D távolságban helyezkednek el egymástól), hogy Δt_m szempontjából csak az áramlás fő iránya, tehát ami terelőlemezek nélkül volna, számít. A terelőlemezek többnyire körszegmens,



92.ábra

Tereelőlemez kialakítások

vagy gyűrű-tárcsa alakúak (ábrák).



93.ábra

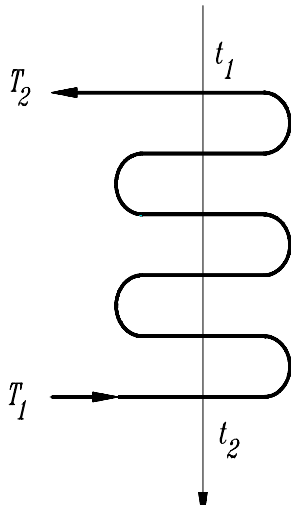
Tisztán keresztáramú elrendezés

A tisztán keresztáramú elrendezésű hőcserélők sem előnyösek effektív hőmérsékletkülönbség szempontjából. Egy köpeny és egy csőoldali járat esetén nyilvánvaló (93.ábra), hogy a közegek kilépő hőmérséklete egyik oldalon sem lesz egyforma. Tekintsük a következő ábrát: Itt mondjuk hideg folyadék áramlik a csövekben, amelyek egyjáratúak, a csöveget körülvevő köpenybe pedig meleg gáz lép be és áramlik a csövekre merőlegesen. Tételezzük fel, hogy a csövek között terelőlemezek vannak, amelyek megakadályozzák a meleg közegrészek csövekkel párhuzamos irányú keveredő áramlását.

Az 1-1' síkban levő A-pontban, az első sornál a hőmérsékletkülönbség a gáz és a folyadék belépő hőmérséklete közötti különbség. Az egész készülékben ez a legnagyobb hőmérsékletkülönbség. Ezen a szakaszon adódik át a legtöbb hő. A 2-2' sík A' helyén már a kisebb hőmérsékletkülönbség, az A'' és A''' - helyeken még kisebb. Mindenesetre a gázoldali hőmérséklet azonos, csak az első sorban csökken a folyadék hőmérséklete a csövön belül a kilépés irányába haladva. Rátérvén a második sor vizsgálatára, ott már nem egyenletes a csövek közé áramló gáz belépő hőmérséklete. Mégpedig, mivel az első sornál az 1-1' - sík A helyén adódott át a legnagyobb hőmennyiség, ezért gázoldalon az 1-1' sík B helyén a legkisebb a gáz hőmérséklete, míg a legnagyobb a 4-4' sík B''' helyen, míg a második csősorba belépő folyadék hőmérséklete változatlan. Ebből kifolyólag a második soron átáramlott gáz csőhossz menti hőmérsékletkülönbség eloszlása nem azonos az előző soréval, természetesen a második sort elhagyó gáz hőmérséklete is más, mint az első sort elhagyó gázé. A második sorból kilépő folyadék hőmérséklete sem egyezik meg az első sorból kilépőével (magasabb lesz annál). Ha a köpenyoldalon a keveredést meggátoló terelőlemezeket eltávolítjuk, akkor a gáz csősor-irányú hőmérsékletkülönbségei csökkenni fognak. Ha a csövek hossza nem túl nagy, akkor a keresztirányú keveredés eredményeképpen az egyes csősorok közé belépő gáz hőmérséklete azonos lehet.

Fenti két esetben az effektív hőmérsékletkülönbség azonos be- és kilépő hőmérsékletek esetén is különböző lesz. Mindkét esetben különbözni fog továbbá a Δt_m az 1-2 hőcserélőétől.

A köpenyoldali áramlás keveredése ε szempontjából előnytelen, mivel a keveredés egy, a csőoldali áramlással párhuzamos járulékos áramlást jelent. Nem keveredő keresztáramlást tételezhetünk fel olyan esetben, ha egy soros egy járatú csövet helyezünk keresztáramlásba, több sor esetén pedig akkor, ha a csövekre helyezett keresztbordák teljesen, vagy majdnem teljesen megakadályozzák a köpenyoldali áramlás keresztirányú keveredését. Utóbbi eset fordul elő bordáscsöves léghűtéses hőcserélőknél.



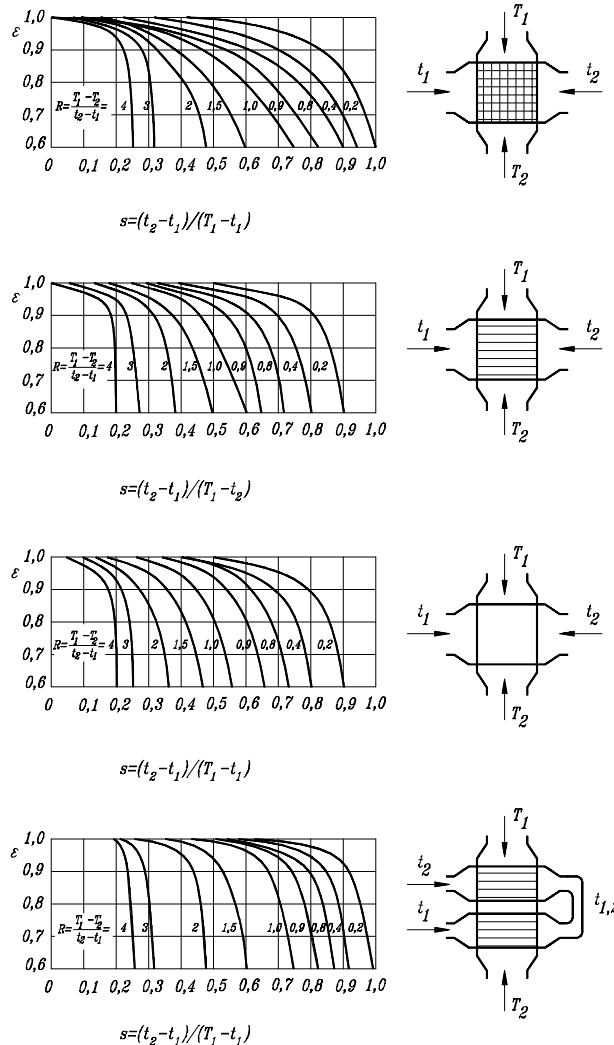
Növeli az effektív hőmérsékletkülönbséget a keresztellenáramú elrendezés. Ennek tipikus megoldása a 94. ábrán látható egy köpenyoldali és hat csőoldali járat esetére. Ha a csőoldali járatok számát szaporítjuk, és a fő áramlás ellenáramú jellegét biztosítjuk, akkor Δt_m közeledik Δt_{\log} -hoz. 4, vagy több csőoldali járatnál ilyen kapcsolás mellett $\Delta t_m \approx \Delta t_{\log}$ -gal, tehát $\varepsilon \approx 1$ -gyel számolhatunk.

Természetesen keresztáramú elrendezésre is fennáll, az a megállapítás, hogy ha a hűtőközeg kilépő hőmérséklete lényegesen kisebb a meleg közeg kilépő hőmérsékleténél, akkor ε nem sokkal tér el 1-től. a hőmérsékletek megközelítése vagy éppen kereszteződése itt is csak akkor engedhető meg, ha elég sok járatú keresztellenáramú kapcsolást alkalmazunk.

94. ábra

Az alábbiakban közöljük az ε függvény diagramját 4 különböző keresztáramú hőcserélő típusra (95. ábra).

A kereszt egyenáramú elrendezésnél ε sokkal kisebb mint, kereszt ellenáramnál, ezért kerülendő.



95.ábra

6.2 A hőátadó felület meghatározásával kapcsolatos megfontolások

A hőátadó felület nagyságát Δt_m -en kívül a k hőátbocsátási tényező befolyásolja. A hőátbocsátási tényező összetett és nem additív mennyiség, tehát nem állítható elő a hőátadási tényezők összegeként. A

$$R_r = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_k A} + R_{szF} + \frac{1}{\alpha_b A} = R_{kF} + R_{szF} + R_{bF}$$

Fenti egyenletből következik, hogy az eredő ellenállás, R_r nagyobb, mint bármelyik részellenállás, következésképpen a hőátbocsátási tényező, k mindig kisebb, mint bármelyik hőátadási tényező, vagy λ / δ érték.

Kimondhatjuk általános elvként, hogy a gazdaságosság szem előtt tartásával ugyan, de általában k növelésére, tehát R_r csökkentésére kell törekedni. R_r a részellenállások csökkentésével csökkenthető. Belátható, hogy a részellenállások közül

azokat racionális csökkenteni, amelyek nagyok a többihez képest. Következésképpen a hőátadási tényezők közül a rosszabbik javítására, tehát növelésére kell törekedni. Belátható továbbá, az is, hogy olyan esetben, amikor mindkét oldalon nagyok a hőátadási tényezők, tehát R_k és R_b kicsi, a fal és a szennyeződésük hőellenállása döntően befolyásolja a hőátadási tényező értékét. Ugyanaz a szennyeződési ellenállás sokkal nagyobb mértékben rontja le a k értéket jó hőátadási tényezők esetén, mint rosszaknál.

6.3 A felület kiterjesztése

Az F - vonatkoztató - felületre számított α_{iF} , (α_{kF} , vagy α_{bF}) hőátadási tényező növelésére elvileg két lehetőség van. Miután a

$$\eta_{bo} = \frac{F_{bo} \int_{(t_{fo}-t) dF_{bo}}}{(t_{fk}-t) F_k}$$

kapcsán

$$\alpha_{iF} = \alpha_i \frac{F_i}{F}$$

α_{iF} az α_i , vagy az F_i/F viszony növelésével növelhető. Az első esetben tehető intézkedésekre a különféle hőátadási formák tárgyalásakor tértünk ki részletesen. Itt most csak a legegyszerűbben áttekinthető esetet említjük meg, amikor a készülék mindkét oldalán szenzibilis hő átadása történik és az áramlás turbulens kényszeráramlás. Ilyenkor, mint tudjuk a hőátadási tényező a $Nu = \alpha d/\lambda = a Re^b Pr^c$ összefüggésből számítható ki. Sok esetben a hőcserélő készülék két oldalán egymástól olyan nagymértékben eltérő fizikai jellemzőjű közeg áramlik, hogy a hőátadási tényezők közül az egyik lényegesen kisebb lesz, mint a másik. Ilyen eset fordul elő akkor, ha a hőcserélő készülék egyik oldalán nem túl viszkózus folyadék (pl. víz), míg a másik oldalán kis nyomású gáz (pl. levegő) áramlik.

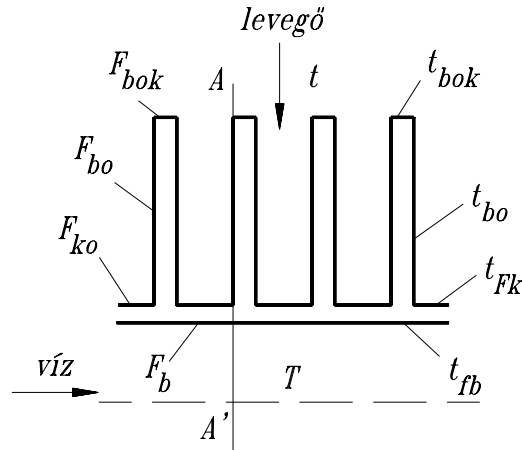
A levegő Pr - száma egy nagyságrenddel kisebb a vizénél (kb. 0,7, ill.7), hővezetési tényezője is csak mintegy 20-ad része a vizének. Ezen hátrányokat nem lehet a gázoldali áramlás sebességének, így Reynolds-számának növelésével kompenzálni, mivel akkor igen nagy lesz a gázoldali nyomásesés fedezésére szolgáló kompresszor teljesítménye. Ilyen esetekben a F_i/F viszonyt kell növelni, azaz a kis hőátadási tényezőjű közeg oldalán meg kell növelni a hőátadó felületet. Ezzel a módszerrel többnyire elérhető az, hogy a vonatkoztató felületre számított hőátadási tényező ne térjen el túlzottan a saját hőátadó felületére jobb hőátadási tényezőt adó közeg vonatkoztató felületére számított hőátadási tényezőjénél.

A kiterjesztett felületek, a bordák azonban nem olyan hatásosak, mint azok a hőátadó felületek, amelyek közvetlenül a jó hőátadási tényezőt produkáló közeg közelében vannak.

Vizsgáljuk meg ilyen szempontból egy keresztirányban bordázott csövet. Tegyük fel, hogy a csövön belül T hőmérsékletű meleg víz áramlik, amelyet a csövön kívül, a csőre merőlegesen áramló t - hőmérsékletű hideg levegővel hűtünk.

Ha a 96. ábrán látható bordáscsőnél az A-A' metszősík mentén megmérjük a hőmérséklet megoszlását, akkor azt tapasztaljuk, hogy a bordák tövében a t_{fk} - hőmérséklet csak kis mértékben tér el a csőfal belső oldalán mérhető t_{fb} hőmérséklettől,

míg a borda oldalfala mentén a borda végei felé haladva a t_{bo} hőmérséklet egyre csökken. Ha a borda elég magas, tehát ha a felületet nagyon kiterjesztjük, akkor a bordák végén a t_{bok} hőmérséklet már csak kis mértékben tér el a hideg levegő t - hőmérsékletétől. Nyilvánvaló, hogy a borda külső részein a felület egységéről időegység alatt kevesebb hő áramlik a t - hőmérsékletű hideg közegbe, mint a borda tövénél levő egységni felületről.



96.ábra

Csővek bordázása

A bordásfelület hatásfoka, az un. bordahatásfok alatt azt a számot értik, amely megmondja, hogy a bordás felület egységén időegység alatt átszármaztatott hőmennyiség átlagosan hányszorosa a borda tövénél átmenő hőáram sűrűségnek. A bordázott oldalon átadott hőmennyiség a fenti ábra jelölései alapján:

$$Q = \alpha_k (t_{fk} - t) F_{ko} + \alpha_k \int_{F_{bo}} (t_{bo} - t) dF_{bo} + \alpha_k (t_{bok} - t) F_{bok}$$

de

$$t_{bok} - t \approx 0$$

és definíciószerűen

$$\eta_{bo} = \frac{\int_{F_{bo}} (t_{bo} - t) dF_{bo}}{(t_{fk} - t) F_k}$$

ezzel

$$Q = \alpha_k (F_{ko} + \eta_{bo} F_{bo}) (t_{fk} - t) = \alpha_k F \left(\frac{F_{ko}}{F} + \eta_{bo} \frac{F_{bo}}{F} \right) (t_{fk} - t) = \alpha_{fk} F (t_{fk} - t)$$

ahol a fentiek értelmében

$$\alpha_{fk} = \alpha_k \left(\frac{F_{ko}}{F} + \eta_{bo} \frac{F_{bo}}{F} \right)$$

Ha meggondoljuk, hogy vékony borda esetén a borda homloklapfelülete F igen kicsi, akkor belátható, hogy $F_{ko} + F_{bo} \approx F_k$ -val a bordázott külsőoldali felülettel, így a bordáscsövek esetén

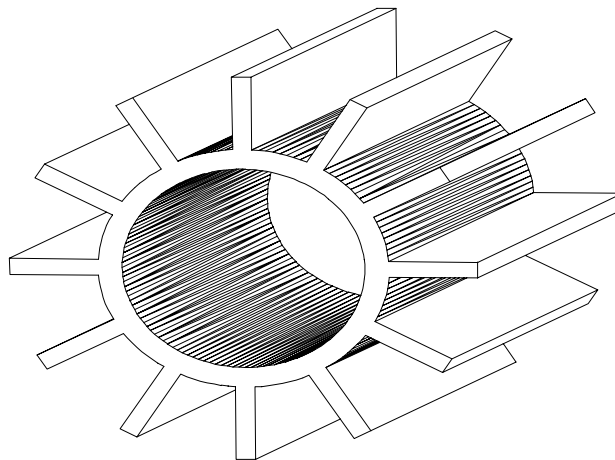
α_{kf} csak $\eta_{bo}=1$ esetben egyenlő $\alpha_k F_k / F$ -fel.

A bordáshatásfok akkor jó, ha a borda oldalfelületén a hőmérséklet csak kismértékben tér el a borda tövében mérhető hőmérséklettől. Ez a helyzet akkor áll elő, ha

1. kicsi az α_k ,
2. a borda anyagának hővezetési tényezője nagy,
3. a borda alacsony
4. a borda vastag.

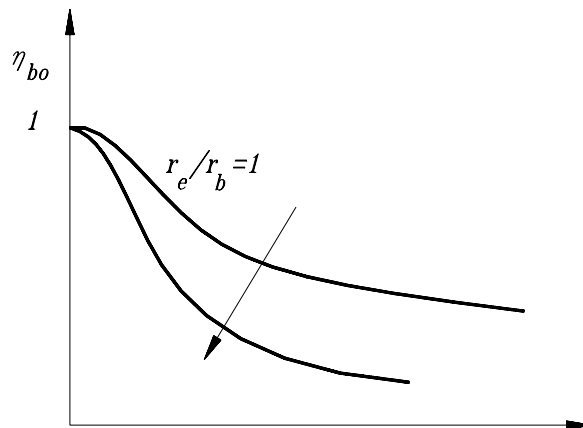
Fenti megfontolások és megállapítások minden típusú bordára érvényesek. Az előbbi ábrán látható keresztborda csak keresztáramú elrendezést tesz lehetővé. Ha ellenáramú elrendezés célszerű, akkor a 97. ábrán látható hosszbordázást alkalmaznak, ha pedig a csövön kívüli áramlás iránya ferde, tehát sem nem csőirányú, sem nem merőleges arra, akkor ún. tübbordákat szokás alkalmazni. A különböző bordatípusokra a 1-4 pontok között felsorolt változók függvényében elméleti megfontolások alapján levezethető.

A 98. ábrán keresztbordás cső bordáshatásfokát ábrázoló függvényt láthatjuk.



97. ábra

Hosszbordás cső



$$(r_e - r_b) \sqrt{\frac{\alpha_k}{\lambda_{yb}}}$$

98.ábra

Keresztbordás cső bordahatásfokának változása

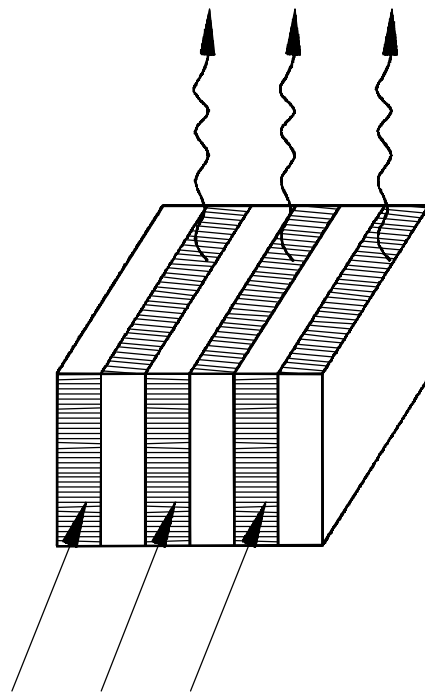
Külsőoldali bordázás esetén legcélszerűbb a hőátbocsátási tényezőt a belsőoldali sima csőfelületre vonatkoztatni, de szokásos a külső bordázott oldalra is, valamint a külső, borda nélkül vett csőfelületre is.

A hőátbocsátási tényező k_F ugyanúgy írható fel, mint bordázat nélkül, csupán arra kell ügyelni, hogy α_{kF} -et az utolsó egyenlet szerinti módon kell kiszámítani.

Ritkábban bár, de előfordul, hogy a csövön belüli oldalon kell kiterjeszteni a hőátadó felületet. Csövön belül többnyire csak hosszirányú bordákat alkalmaznak, néha előfordul, nagyemelkedésű menetalakú borda is.

Az eddigiekben a bordázást olyan okokra vezettük vissza, amikor az egyik oldalon a hőátbocsátási tényező lényegesen kisebb volt, mint a másik oldalon és bordázással kerültük el azt, hogy a jó hőátadási tényezőjű oldalon is szükségtelenül nagy hőátadó felületre legyen szükség.

Vannak azonban esetek, amikor mindkét oldalon kicsi a hőátadási tényező, vagy kevés hely áll rendelkezésre. Ilyenkor mindkét oldalon bordázni szokták a hőátadó felületeket. Az ilyen hőcserélőket, amelyeknél a készülék térfogategységére eső hőátadó felület nagy, kompakt hőcserélőknek nevezzük. A kompakt hőcserélők legegyszerűbb változata a 99.ábrán látható.

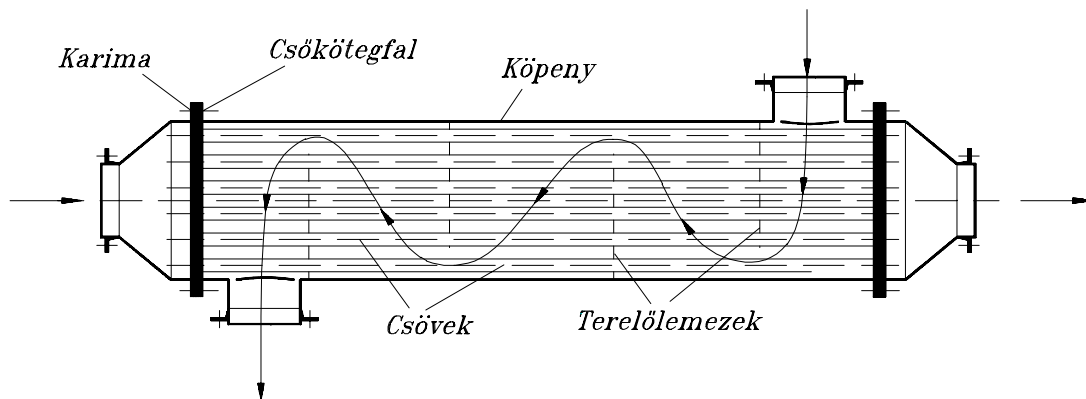


99.ábra

6.4 Hőcserélő készülékek

6.4.1 Csőköteges hőcserélők

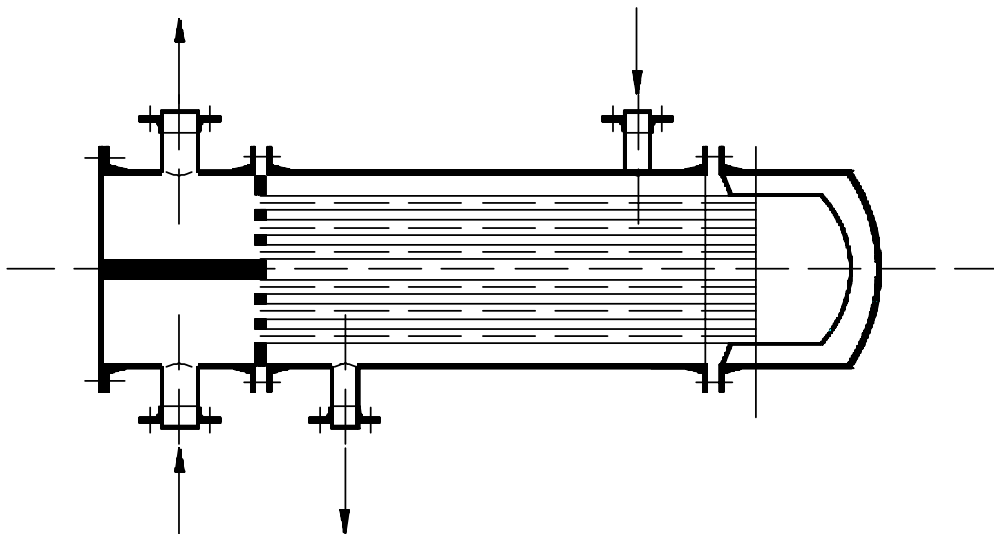
A hőcserélő készülékek legnagyobb része csőköteges készülék. Egyszerű felépítése sokoldalú alkalmazhatósága és viszonylagos olcsósága következtében minden iparágban elterjedt. A készülék hengeres köpenyből és annak végeihez csatlakozó csőkötegekből áll. A köpenyen be- és kilépő csomók vannak, a cső kötegfalra erősítik a csöveket. A cső kötegfalat fedél zárja le, amelyen a csőn belül áramló közeg be- ill. kilépő csomója található. A köpenyoldali térben terelőlemezek vannak (100.ábra).



100.ábra

Csőköteges hőcserélő

Legegyszerűbb konstrukciójú hőcserélőknél ha a kiválasztott készüléknél a hőátadási tényező túl kicsi, akkor azt köpenyoldalon a terelőlemezek számának növelésével, csőoldalon pedig a járatok számának növelésével javíthatjuk, mivel ekkor az áramlási sebességek nőnek.



101.ábra

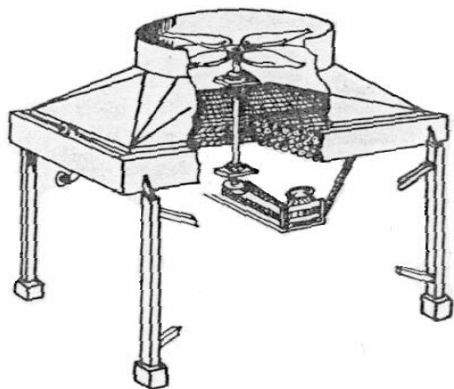
Úszófejes hőcserélő

6.4.2 Úszófejes hőcserélő

Két csőoldali járatú (úszófejes hőcserélőt) akkor alkalmaznak, ha a köpenyoldali és a csőoldali közeg hőmérséklete közötti különbsége nagy, vagy, ha az alkalmazott szerkezeti anyagok hő tágulási tényezője nagyon különböző. Az alkalmazandó konstrukciót szilárdsági számítással lehet eldönteni. Ilyenkor figyelembe kell venni a hőmérséklet- és a nyomáskülönbség miatti feszültségeket. Nyilvánvaló, hogy, ha pl.

köpenyoldalon kisebb nyomású és melegebb közeg áramlik, akkor a csőoldalon levő nagyobb nyomás bizonyos mértékig kompenzálja az ottani kisebb hőmérséklet miatt fellépő feszültségeket (101.ábra).

6.4.3 Bordáscsöves hőcserélők. Léghűtők



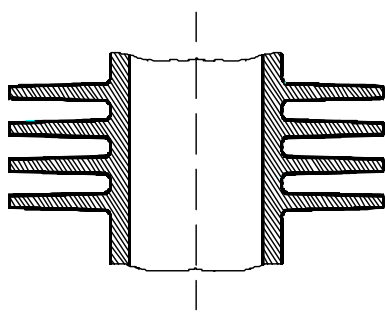
102.ábra

Léghűtő

A legáltalánosabban alkalmazott bordáscsöves hőcserélők a közvetlen léghűtők. A készülék lábakon áll a szabadban. A lábakra van építve a keresztbordás csöveket tartó keret. A csövek itt is cső kötegfalba vannak erősítve. A cső kötegfalhoz csatlakozik a csövön belül áramló meleg közeg elosztó és fordulókamrája. A hűtőközeget, a levegőt axiál-ventillátor szívja át a csövek között. A ventilátort a csövek alatt is el lehet helyezni. A levegő, mint hűtő és kondenzáló közeg rendszerint a vízűtést pótolja a vegyiparban. Előnye, hogy a technológiai folyamatban részt vevő közeg kilépő hőmérséklete korlátozás nélkül szabályozható az átszívott levegő mennyiségének változtatásával (102.ábra).

Természetesen vannak a léghűtésnek hátrányai is. Az egyik legfontosabb, a levegő kis fajhője és kis hővezetési tényezője. Emiatt nagytömegű hűtőközegre és nagy levegőoldali hőátadó felületre van szükség, ami a berendezést drágítja. Emiatt a léghűtők ventilátorainak mennyiségi szabályozása többnyire elkerülhetetlen.

A közvetlen léghűtők hazai elterjedésének egyik nagy akadálya az, hogy a bordáscsövek gyártása csak nagyüzemi módszerekkel gazdaságos. A borda anyaga többnyire alumínium, míg a csöveké a technológiai közeg követelményeinek megfelelő szerkezeti anyag (103.ábra).



103.ábra

Bordás cső

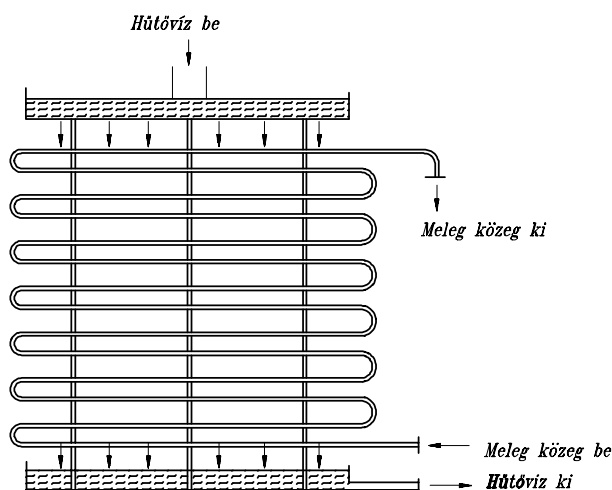
A léghűtés másik alkalmazási területe a hőcserélőkben felmelegedett hűtővíz lehűtése. Ennek egyik, mondhatni konvencionális megoldása a felmelegedett hűtővíznek hűtőtornyokban történő lehűtése. Hátránya, hogy a víz párolog, ezért fogy, valamint hogy a hűtővízbe jutott és annál magasabb forrponú szennyeződések kevésbé párolognak, mint a víz, így a hűtővízben a szennyeződés koncentrációja, valamint a víz keménysége egyre nőne, ha nem hígítanák friss vízzel.

6.4.4 Kettőscsöves hőcserélők

A kettőscsöves hőcserélők két egymásba tolt csőből állnak. Az ilyen készülékekben tiszta ellenáram valósítható meg. A zavartalan áramlási viszonyok miatt még nagy áramlási sebességek mellett is kicsi lesz a nyomásesés. Az alkalmazható nagy sebességek miatt a csőátmérők viszonylag kicsik lehetnek, ezért a kettőscsöves hőcserélők nagy nyomású közegek esetén használatosak.

6.4.5 Csörgedezettett hűtők

Csörgedezettett hűtők több függőleges és vízszintes sorban elhelyezett és egymással összekötött csőből állnak. A csövekre a hűtővizet megfelelő elosztó berendezéssel csörgedeztetik. A hűtővíz az egymás alatt levő csöveken végigcsorogva hűti a terméket. A hűtést a hűtővíz párolgása elősegíti (104.ábra).



104.ábra

Csörgedezettett hűtő

Ezt a készüléktípust különösen akkor használják szívesen, amikor a technológiai közeg korróziós tulajdonságai öntött acél csövek alkalmazását teszik szükségessé. Ez a helyzet pl. kénsav hűtésénél. A készülék így egyszerű kivitelű. Köpenyes készülék esetén a hűtővízbe esetleg beszivárgó kénsav miatt a köpenyt is saválló anyagból kellene készíteni. Ugyanilyen okokból azonban a csörgedezettett hűtő alján levő vízgyűjtő tálcát kell saválló betonból készíteni, amely általában költségesebb, mint az egész hőcserélő készülék.

6.4.6 Spirállemez hőcserélő

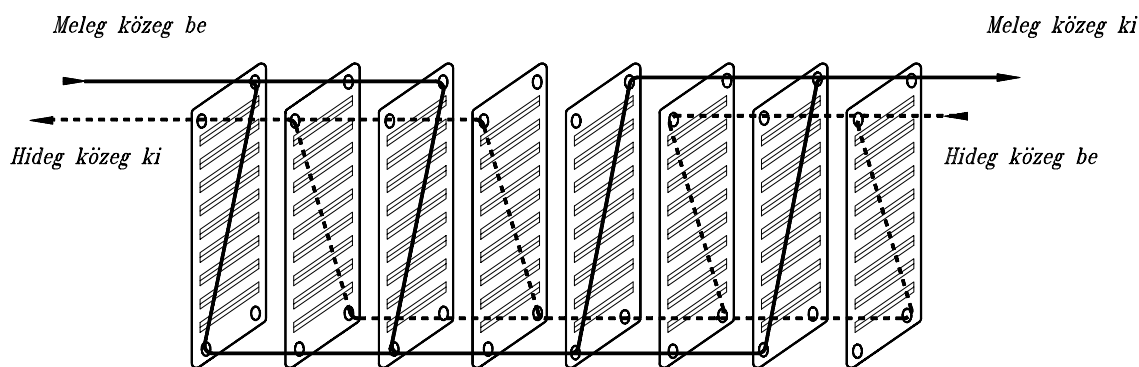
A spirállemez hőcserélőkben két, egymástól azonos távolságra lévő spirálalakú járat van. Az egyikben a technológiai közeg, a másikban a fűtő- vagy hűtőközeg áramlik egymással ellenáramban. A zavartalan áramlás következtében nagy sebességek, így jó hőátadási tényező esetén is kicsi lesz az ellenállás. A készülék igen kompakt, a térfogategységre jutó hőátadó felület $80 \text{ m}^2/\text{m}^3$ is lehet, amely kb. kétszerese a csőköteges hőcserélők ilyen értékének.

Hátránya a spirállemez hőcserélőknek, hogy a két közeget elválasztó felületek tömítése komoly probléma, emiatt a maximálisan megengedhető üzemi nyomás $60 \text{ N}/\text{mm}^2$ körül van.

6.4.7 Lemezes hőcserélők

A lemezes hőcserélőket kiterjedten alkalmazzák gyümölcslevek, tej, sör, stb. pasztörizálására, kondenzvíz hőjének hasznosítására. Nem-Newton-i folyadékok esetén különösen alkalmasak ezek a hőcserélők mivel az itt fellépő nagy nyírófeszültség a közeg effektív viszkozitását csökkenteni. Lemezes hőcserélőknél a hőveszteségek elhanyagolhatók, a készülék hőátadó felülete a berakott lemezek számával változtatható. A készülék könnyen és jól tisztítható, és bármilyen fémes szerkezeti anyagból, (titán, monel, stb.) készíthető.

Az elérhető hőátbocsátási tényezők legalább 50%-kal nagyobbak, mint csököteges hőcserélőknél, a készülék kompakt, a közegekkel töltött térfogat az időegység alatt átáramló térfogathoz képest kicsi, így a tartózkodási idő kicsi, tehát hőérékeny anyagok melegítésére kiválóan alkalmas (105.ábra).



105.ábra

Lemezes hőcserélő

A megengedhető üzemi nyomások 60-200 N/mm² körüliek. A lemezes hőcserélők hőátadó felület egységére jutó gyártási költsége többszöröse a csököteges hőcserélőeknek. Éppen ezért ezeket csak különleges, drága szerkezeti anyagokból gazdaságos készíteni, ahol a készülék költségét nagyobb arányban terheli az anyagköltség.

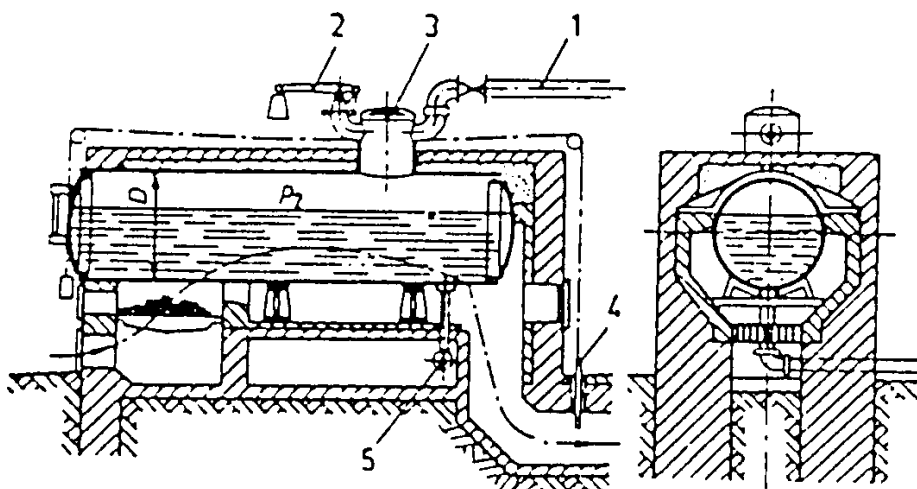
7. GŐZTERMELÉS BERENDEZÉSEI, GŐZKAZÁNOK

7.1 Alapfogalmak. A kazán fő részei és tartozékai

Gőzkazánnak azt a berendezést nevezzük, amely a tüzelőanyagok elégetésekor felszabaduló hő felhasználásával vízből gőzt fejleszt. A kazán szerves tartozéka a tüzelőberendezés.

A gőzkazánoknak ma már alig használt, legegyszerűbb alakja a hengeres kazán, amelynek vízzel töltött részét víztérnek, a gőzt tartalmazót gőztérnek nevezzük. A napjainkban használatos kazánok gőztere és víztere egyaránt többé-kevésbé bonyolult edény- és csőrendszer. A víztükör magasságát, a vízvonalat vízállásmutatón, a gőznyomás üzemi értékét, a kazánnomást nyomásmérő műszeren (manométeren) olvassuk le. A kazán táplálótere a vízvonal legfelső és legalsó állása közt meghatározott térfogat, amellyel a kazán víztartalma a táplálás ingadozásai folytán változhat.

A kazán víz- ill. gőztöltése a forró égéstermékek hőjét a kazán fűtőfelületein veszi át. A fűtőfelület egyik oldalán általában víz van, a másik oldalon füstgázokkal érintkezik. A kazán nagyságát gyakran a fűtőfelület méretével jellemezzük.



. Hengeres gőzkazán

1 gőzvezeték; 2 biztosítószelvény; 3 gőzgyűjtő (gőzdóm); 4 huzatszabályozó; 5 betáplálás

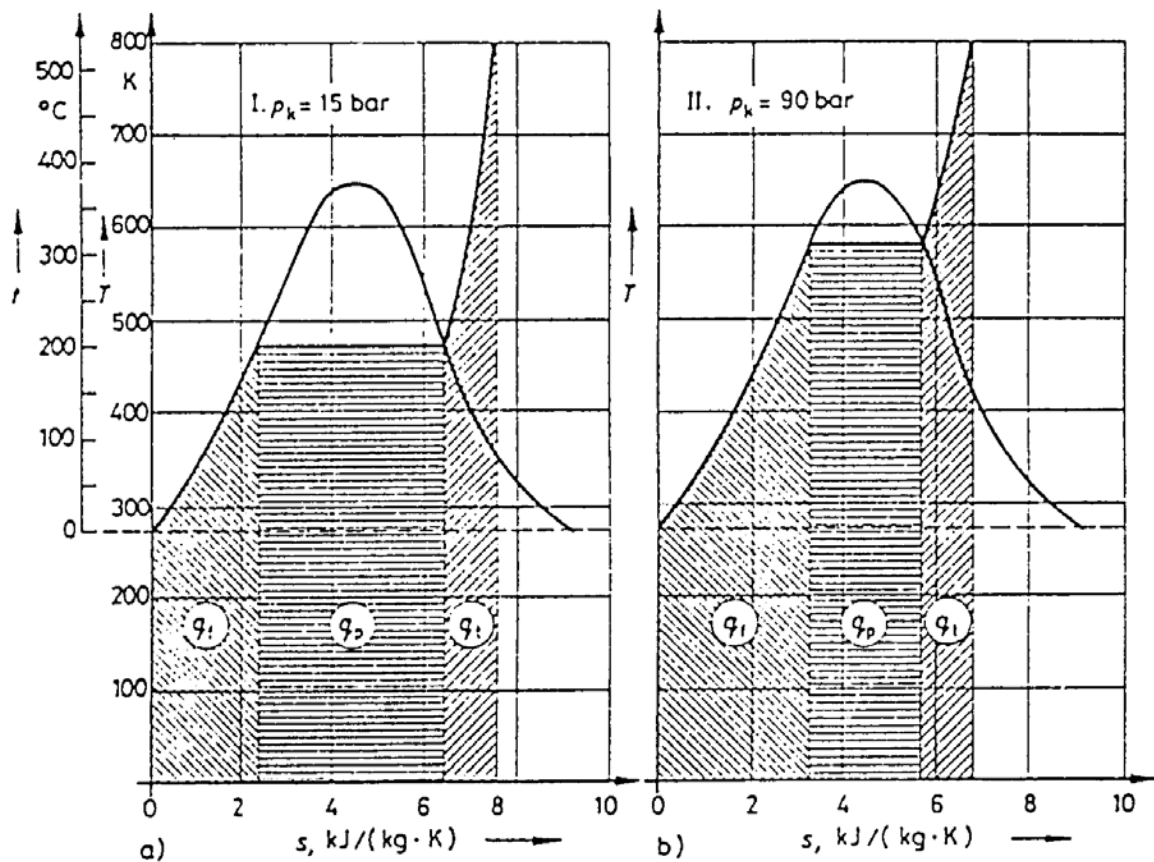
106.ábra

A hengeres kazán csak mérsékelt nyomásra alkalmas, és csak telített, sőt többé-kevésbé nedves gőzt tud szolgáltatni. A gőz nedvességtartalma annál kisebb, mennél nagyobb a víztükör a termelt gőz térfogatáramához képest. Az ilyen egyszerű hengeres kazánnak vízzel nem érintkező felületeit fűteni nem szabad, mert kellő hűtés hiányában kiégnének.

Ha a kazánban túlhevített gőzt kívánunk termelni, külön e célra szolgáló fűtőfelületre, ún. túlhevítőre van szükség. Ez olyan csőrendszerből áll, amelyben a termelt gőz folyamatos áramban és kellő sebességgel halad. Ezáltal a gőz – túlhevülése közben – kellően hűti ezt a fűtőfelületet, és megakadályozza kiégését.

Nagyobb nyomású kazánokban az a telítési hőmérséklet, amelyen az elgőzölgés lefolyik, elég nagy. Ilyen nagy hőmérsékletű víztérbe nem volna kedvező hideg tápvízet bevezetni, mert a hideg és a meleg közeg érintkezési helyén a kazán anyagában is jelentős hőmérsékletkülönbségek, és ezáltal kedvezőtlen feszültségek keletkeznének. Ezért a nagyobb nyomású kazánokban külön előmelegítő fűtőfelületek vannak a viszonylag hideg tápvíznek a telítési hőmérséklet közelébe melegítésére. Előnye még az ilyen, füstgázzal fűtött előmelegítőnek, hogy a benne áramló viszonylag hideg tápvízzel a távozó füstgázokat lehűti, ezzel hőjüket jobban kihasználja. (Az előmelegítőnek ma is használt idegen neve ekó = economizer = gazdaságosító szóból származik.)

A kazánok összes fűtőfelülete tehát előmelegítő, elgőzöltető és túlhevítő részből áll. A nagynyomású kazánokban az elgőzöltető felület kisebb a többi felülethez képest, mint a kisnyomású kazánokban.



Különböző nyomású víz/gőz körfolyamatokban közlendő hőmennyiségek
 q_l folyadék hő; q_p párolgás hő; q_t túlhevítési hő

107.ábra

A fűtőfelületek egyébként besugárzottak, vagy konvektívek lehetnek aszerint, hogy a hőt a láng sugárzása, vagy a füstgázokkal való érintkezés útján kapják.

A kazánnomást úgy tartjuk közel állandó értéken, hogy a tüzelés mértékét a mindenkori gőzfogyasztással összhangba hozzuk: ha kisebb a gőzfogyasztás, nő a

kazánnomás, és a tüzelést csökkenteni kell. Mennél kisebb a víztér, annál kevesebb hőt képes a kazán tárolni, és annál gyorsabban változik a nyomás a gőztermelés és a gőzfogyasztás különbségének hatására.

A kazánnomás megengedett értékének túllépése esetére a gőztéren biztosító szelepek vannak, amelyek a felesleges gőz áramot lefűjva a nyomás további növekedését meggátolják. A biztosító szelepek a kazán legfőbb biztonsági berendezései, mert a kazánrobbanás – amikor is a kazán vize nyomás alól felszabadulva a vízenél sokkal nagyobb térfogatú gőzzé robban – a legsúlyosabb üzemi baleset. Ezért a biztosító szelepek számát, méreteit, valamint a gőzkazánok üzemére vonatkozó feltételeket hatósági rendeletek írják elő.

A tápszivattyú. A kazán táplálására szolgáló tápvizet a tápszivattyú szállítja a kazánba. Ennek szállítómagassága a kazánnomással arányos; vízáram-teljesítőképessége a kazánénál nagyobb, hogy kisebb hiányokat pótolhasson.

A táplálás biztonsága a túlnyomás elleni védelemhez hasonló fontosságú, mert tüzelés alatt álló kazán a táplálás megszűnése esetén igen súlyosan sérül. Táplálás nélkül a kazán üzemét megkezdeni sem lehet.

Napjainkban a villamos hajtású örvényszivattyú (centrifugál szivattyú) a leggyakoribb. A villamos hálózatok fejlettsége két egymástól független villamos energia ellátást is lehetővé tesz, ami a tápvízellátást biztonságossá teszi az egyik energiaforrás kiesése esetére. Gőzturbina hajtást tartalékol vagy -. Igen nagy egységekben (> 200 MW) – állandó üzemre is használnak.

Teljesítőképesség; veszteségek és hatásfok. A kazán teljesítőképessége a tüzelőberendezésben egységnyi idő alatt előállított hőmennyiségtől függ.

Ha az egységnyi idő alatt eltűzelt tüzelőanyag B kg/s, fűtőértéke pedig H_a [J/kg], akkor az elméleti hőteljesítmény

$$P_B = BH_a \quad W.$$

A veszteségek miatt azonban ez csak a kazánhatásfok arányában hasznosítható.

A veszteségek egyrészt a tüzelés, másrészt a füstgázok és a víz/gőz közötti hőközlés tökéletlenségei folytán lépnek fel.

A tüzelési veszteségek azáltal keletkeznek, hogy a tüzelőanyag vegyi energiája nem alakul át teljesen hővé. Okai: szén áthullása a rostélyon; éghető a salakban, a pernyében és a füstgázokban; a tüzelőberendezésben elveszített hő. A fűtőfelület veszteségei: a kazán hővezetési és sugárzási veszteségei és - főleg, ez a nagy tétel – a füstgázokkal távozó hő.

A kazánban hasznosított P_k hőteljesítmény a q_m kg/s gőz tömegárammal és a gőz entalpiájának a kazánban való $i_1 - i_0$ J/kg növekedésével arányos;

$$P_k = q_m(i_1 - i_0) \quad W.$$

A kazán hatásfoka:

$$\eta = \frac{P_k}{P_B} = \frac{q_m(i_1 - i_0)}{BH_a}$$

Vagy a P_v veszteségek alapján

$$\eta = \frac{BH_a - P_v}{BH_a} = 1 - \frac{P_v}{BH_a}$$

A kazán hatásfokát tehát vagy a gőz adatainak, vagy a veszteségeknek a mérésével lehet meghatározni.

7.2 Tüzelőberendezések

Tüzelőanyagok. A tüzelőberendezések szerkezete és működés módja elsősorban a feldolgozandó tüzelőanyagtól, pontosabban annak fűtőértékétől, levegőszükségletétől és halmazállapotától stb. függ.

Fűtőértéknek nevezzük azt a hőmennyiséget, amely 1 kg tüzelőanyag tökéletes elégésekor keletkezik, azt feltételezve, hogy a tüzelőanyagban levő, valamint a hidrogéntartalom elégésekor keletkező víz gőzhalmazállapotban távozik. (Az égéshő fogalma feltételezi, hogy a víz folyékony halmazállapotban távozik; ezt a műszaki gyakorlatban kevésbé használjuk. Különbség tehát a kettő között a füstgázok víztartalmának párolgáshője.)

A fűtőértéket kísérletileg lehet meghatározni, de a tüzelőanyag vegyi összetételéből is kiszámítható. Ha a tüzelőanyag w_c hányad szenet, w_h hányad hidrogént, w_o hányad oxigént, w_s hányad ként, és w_{H_2O} hányad vizet tartalmaz, akkor fűtőértéke

$$H_a = H_{fc} w_{fH} + H_{fH} \left(w_H - \frac{w_O}{8} \right) + H_{fs} w_s - r_{H_2O} (w_{H_2O} - 9w_H) \quad \text{MJ/kg}$$

A képlet magyarázata:

$H_{fc}=39,4$ MJ/kg a szén, $H_{fH}=142,5$ MJ/kg a hidrogén égéshője (de az oxigéntartalom nyolcadának megfelelő mennyiségű $w_{O/8}$ hidrogén nem éghető, mert a víz alkotórészeként van a tüzelőanyagban). $H_{fs}=10,5$ MJ/kg kén égéshője, $r_{H_2O}=2,5$ MJ/kg a víz párolgáshője. A tüzelőanyag w_{H_2O} víztartalmán kívül a füstgázokban még a tüzelőanyag hidrogéntartalmának kilencszerese $9w_H$ víz is a füstgázokba jut.

Az elméleti levegőszükségletet hasonlóan felépített összefüggésekből lehet meghatározni. Jó égéshez azonban bizonyos légfeslesleg is kell; a valóságos levegőszükséglet az elméletinél ennyivel nagyobb.

A különböző bányák, ill. olajkutak termékeire egyébként az összetételek, fűtőértékek és az elméleti levegőszükségletek többnyire adottak.

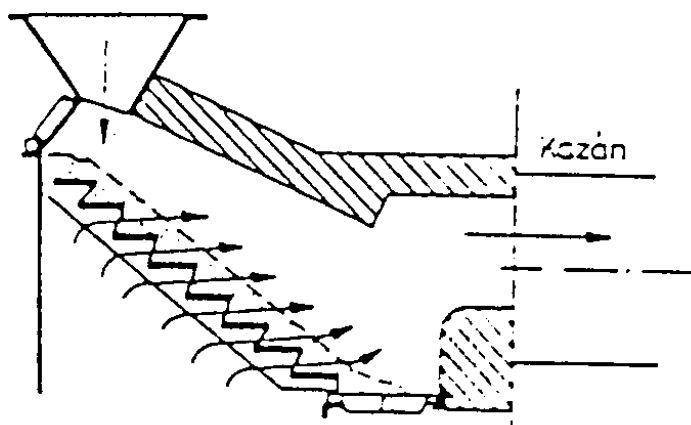
Szilárd tüzelőanyagok főleg a szén változatai (antracit, kőszén, feketeszen, barnaszén, lignit) jönnek tekintetbe, kocsz, tőzeg, fa, hulladékok tüzelése ritka. A különböző szenek fűtőértékben, illóanyag-tartalom, nedvesség- és hamutartalomban különböznek egymástól. A nagy karbon- (C) tartalmú, kevés illó szénhidrogént, kevés hamut tartalmazó antracit fűtőértéke nagy, de – kis illóanyag tartalma miatt – nehezen gyullad. A hazai jó feketeszenek (a komlói, a tatabányai) 22 MJ/kg körüli fűtőértékűek, és jól égnek. A kis (8, 5 MJ/kg) fűtőértékű lignitek tüzelése – nagy hamu- és nedvességtartalmuk miatt – nem könnyű feladat.

Folyékony tüzelőanyagokként főleg a kőolaj különböző lepárlási termékei jönnek tekintetbe. Nagy kazánokhoz a kőolaj-finomítás lepárlási maradéka, a pakura használatos, ez csak elég nagy hőmérsékleten folyékony. Kisebb kazánokhoz az ugyancsak melegítést igénylő nehéz vagy könnyű fűtőolaj használatos. Az egészen kis berendezésekhez tekintetbe jövő (háztartási) tüzelőolajok a Diesel-olajokhoz hasonlóak. Fűtőértékük 37... 43 MJ/kg között van.

Gáznemű tüzelőanyagok elsősorban a földgáz, amelyre a nagy – a származási helytől függő – metán-tartalom a jellemző; a kohógáz és a városi gáz főleg szén-monoxidot tartalmaz. A szilárd tüzelőanyagok elgázosításának termékei ez idő szerint háttérbe szorultak, de lehetséges, hogy a gyenge minőségű (többnyire nagy kéntartalmú) szenek eltüzelésének szükségessége, és emellett a környezetvédelmi követelmények fokozódása (a füstgázok SO_2 -tartalmának csökkentése) ismét jelentős szerephez juttatja őket.

Széntüzelések. Ezek rostélytüzelések vagy porszéntüzelések lehetnek.

A rostély öntöttvas elemekből álló, hézagokkal kiképzett felület, amelyen a szénréteg van és ég. A rostélyelemek közötti hézagokban áramlik át az égési levegő, amely eközben az elemeket hűti.



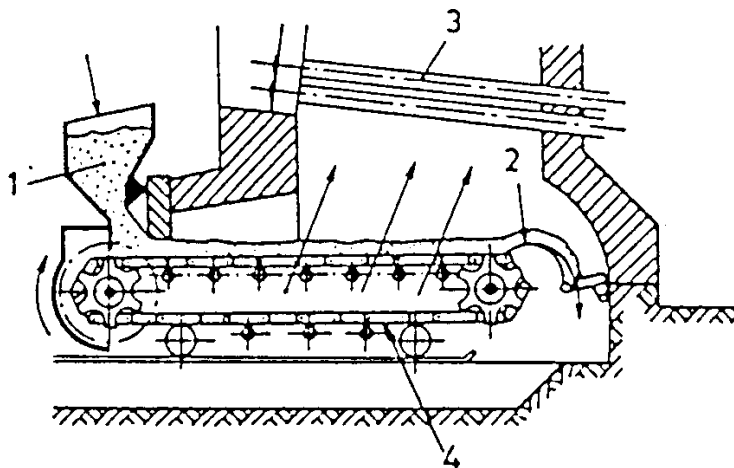
108.ábra

Lépcsős rostély

Az álló rostélyok a szenet el kell téríteni. A salak részben áthullik a hézagokon, részben el kell távolítani.

A vándorrostélyok a szenet maguk továbbítják a ráadagolástól a salak eltávolításáig.

A rostély alakja és nagysága a tüzelőanyag minőségéhez igazodik. A rostélyhézagok alkotják az A_{re} „eleven” rostélyfelületet, amely annál nagyobb legyen, minél több levegőre van szükség a tüzelőanyag tökéletes elégetéséhez.



Vándorrostély
 1 szénhombár; 2 salaktörő;
 3 vízcsonkok; 4 rostélylánc

109.ábra

A levegőt a kéményen kiáramló meleg füstgázoszlop sűrűségkülönbségéből számítható természetes léghuzat (mintegy $v=0,75 \dots 1,6$ m/s sebességgel) szívja keresztül a rostély nyílásain.

Mesterséges léghuzattal a rostélyon átáramló levegő sebessége $v=4$ m/s-ig fokozható. Ilyenkor vagy a forró füstgázokat szívja el az ún. szívóventillátor, vagy pedig az aláfúvó ventilátor nyomja a friss levegőt a rostélyon és a gőzkazán huzamain keresztül a kéménybe.

A lépcsős rostélyt egymás alá helyezett síklapok alkotják, amelyekre a tüzelőanyag felülről adagolható. A lépcsős rostély eleven felülete igen nagy; a rostélylapok között belépő levegő a tüzelőanyag egész rétegén egyenletesen hatol át. A hamu a lépcsős rostély alján elhelyezett kis síkrostélyon keresztül jut ki a tüzelőtérből.

A nagyobb fűtőfelületű kazánokat kézi tüzelés helyett önműködő, folytonos adagolású tüzelőberendezéssel kell felszerelni. Így jöttek létre a mechanikus rostélyok különböző változatai. Leggyakoribb közöttük a vándorrostély.

A vándorrostély vég nélküli szalagot alkot, amely két láncdobon van átvetve. A szalag felső ága alkotja a rostélyt, amely igen kis (változtatható) sebességgel halad az A adagolótól a kazán alá. Az első láncdobot rendszerint villamos motor hajtja akkora áttétel közbeiktatásával, amely a tökéletes elégés feltételeihez igazodó előrehaladást biztosítja.

A szén az adagolóból egyenletes rétegvastagságban folyik rá a rostélyfelületre. A rétegvastagságot úgy kell beállítani, hogy a tökéletes elégés a rostély előrehaladása arányában mehessen végbe, hogy a hátsó láncdob fölött elhelyezett S salakleszedő már csak éghető anyagoktól mentes hamut és salakot tereljen le a rostélyról.

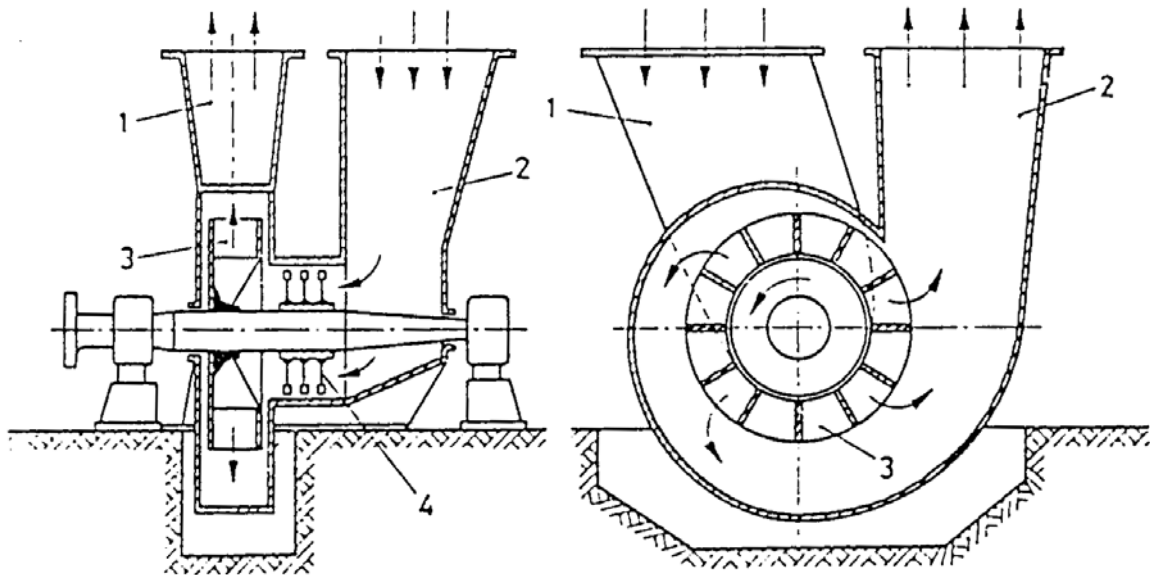
A rostély mérete a szén minőségéhez igazodik. Az üzembiztonság és az élettartam növelése érdekében a láncrostély felületét általában nagyobbra választjuk, mint kézi tüzelés esetében. A rostélyterhelés szokásos értéke $b_{mr}=100 \dots 125$ kg/(m² h).

A porszéntüzelések alap gondolata az, hogy száraz, finomra őrölt, por alakú szén a tüztérbe fújva jól keveredik az égési levegővel, és így igen jó égési hatásfokkal tüzelhető el. A szenet változtatható teljesítményű adagolók juttatják az őrlőmalomba, amely őröl, és szárít. Az őrléményt égőkön fűjják be a tüztérbe. A különböző rendszerű (golyós,

görgös, verő) malmok közül gyakran használt a ventilátormalom, amely az őrlőszárítás teljes ventilációs szükségletét is maga fedezi.

A porszenégők kialakításában legfőbb törekvés az égési levegővel való jó elkeveredésnek és annak megvalósítása, hogy a tüztérbe fűjt porszen olaj- vagy gázgyújtás nélkül is biztosan gyulladjon.

A salakolvasztó tüzelés a porszentüzelésnek az a válfaja, amelyben a tüztér hőmérséklete olyan nagy, hogy a salak megolvad. Megvalósításához a tüztér egyes részeit hűtés nélkül (kazán fűtőfelületek hűtőhatása nélkül) kell hagyni.



Ventilátormalom előkapcsolt verőkerekkel

1 égőkhöz; 2 szénhombárból; 3 ventilátorkerék; 4 verőkerek

110.ábra

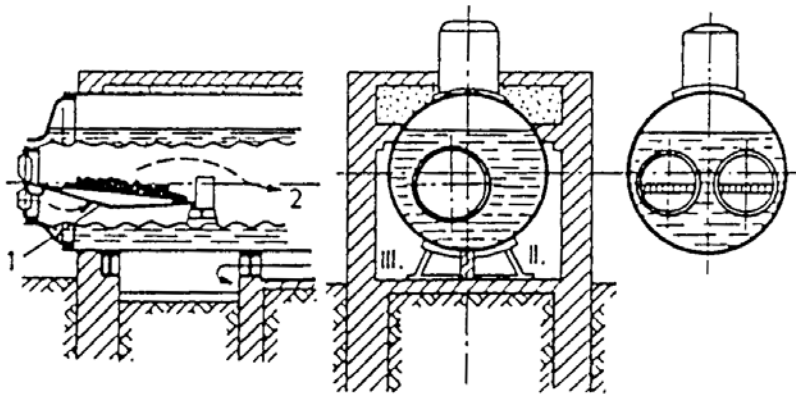
Olaj- és gáztüzelések. Olajat és gázt könnyebb a levegővel kifogástalanul elkeverni, mint a szenet; salak- és víztartalmuk elenyésző. Ezért tüzelésük egyszerűbb, mint a széné.

Az olajtüzelésben fő feladat az olaj finom cseppekre porlasztása. A porlasztás nyomásporlasztású, ha a fűvókába nagy nyomással juttatott olaj a fűvóka kiképzése folytán porlad szét. Gőz- (vagy levegő-) porlasztás esetén nagy sebességű gőz, (vagy levegő-) sugár, serleges porlasztóban gyorsan forgó serleg bontja finom cseppekre az olajat. Porlasztás és gyulladás után az égő elegynek élénk keveredése biztosítja a kifogástalan égést.

Gáztüzelésben a tüzelőanyag és az égési levegő jó keveredése már az égőben elérhető, égés azonban minden szerkezetben az égő után megy végbe.

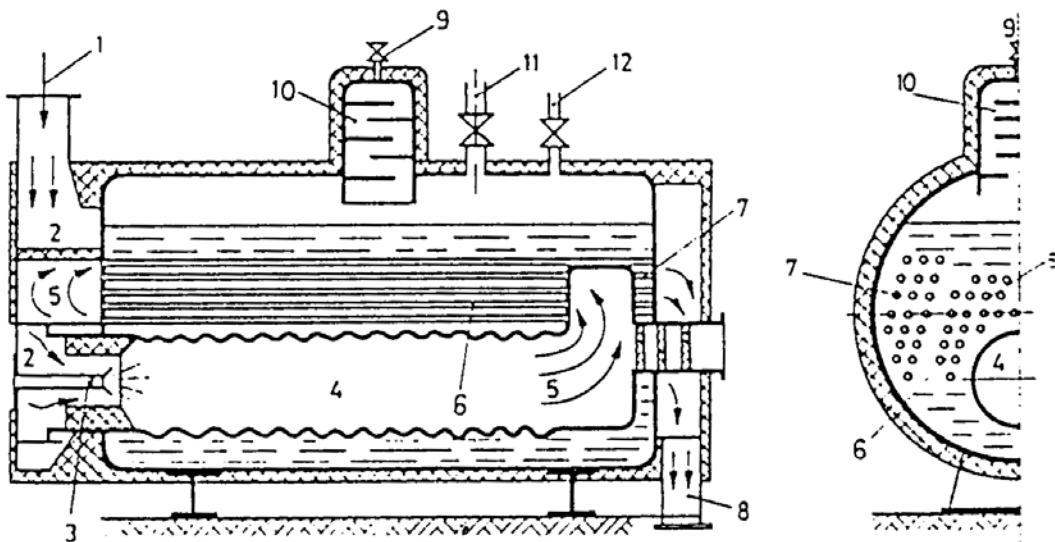
7.3 Gőzkazánszerkezetek

A gőzkazánok szerkezete legfőképpen az általuk termelt gőz nyomásához és hőmérsékletéhez, amellet a kazán teljesítőképességéhez és a tüzelőberendezéshez igazodik.



.. Lángcsöves (Cornwall-) kazán

.I., II., III füstgázuzamok; 1 síkrostály; 2 lángcső



Háromhuzamú hengeres kazán (Láng Gépgyár 3HO típusa)

1 nyomóventillátortól; 2 levegőbeömlés; 3 olajtüzelő berendezés; 4 lángcső; 5 fordítókamrák; 6 a 2. huzam füstcsövei; 7 a 3. huzam füstcsövei; 8 füstgázkilépés a kéménybe; 9 gáztalanító vízbeömlés; 10 gáztalanító; 11 gőzelvétel; 12 nyomáshatárolók (biztosítószелеpek)

111. és 112.ábra

a.) Hengeres kazánok. A hengeres kazánok nagy vízterűek. Minthogy az egész víz- és gőzteret körülvevő nagy átmérőjű hengerekből állnak, és a fűtőfelületük csak vízzel érintkező elgőzöltető felület, nagy nyomásokra nem alkalmasak.

Legegyszerűbb alakjuk az alsó tüzelésű kazán ma már nem is használatos. Helyette jobb minőségű tüzelőanyag esetében a belső tüzelésű, lángcsöves vagy Cornwall-kazán alkalmazható. Ha egy lángcsövet alkalmazunk, akkor annak tengelye nem esik a henger középsíkjába, mert ezzel a kazánban élénkebb vízáramlás biztosítható. Két lángcső esetében a kazán közvetlen fűtőfelülete megkétszereződik, mert mindkét lángcső egyúttal tüzelőteret is alkot.

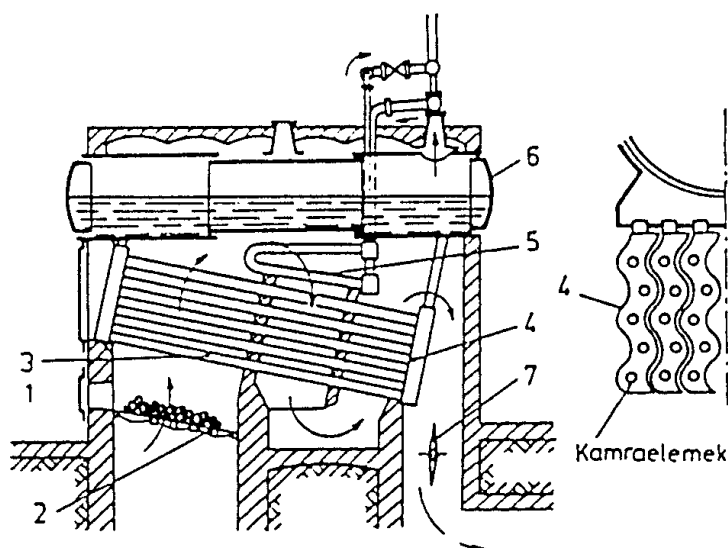
A régebben használt sima falú lángcsövek helyett ma már hullámos csövek használatosak. Átmérőjük 500... 900 mm.

A hengeres kazánok olaj- vagy gáztüzelésre ma is használt alakja a háromhuzamú hengeres kazán. Ennek első huzama a 4 lángcső, amelyben a tüzelés lefolyik. A füstgázok a lángcsőből kilépve, az 5 fordítókamrába jutnak, ahonnan a második huzamot képező 6 füstcsöveken a kazán eleje felé, majd onnan ismét megfordulva a harmadik huzam 7 füstcsövein keresztül a kémény felé áramlanak.

E hengeres kazánok nagy előnye, hogy nagy vízterüknél fogva lökészerű nagy terhelésre alkalmasak. Hozzájuk csak szerény, inkább gőzsárítónak nevezhető túlhevítő alkalmazható a tüztér járatai után.

A vízcsöves kazánok jellegzetessége, hogy a fűtőfelületek nagy részét vízzel (a túlhevítőket gőzzel) átjárt csövek képezik. Legegyszerűbb, ferdecsöves kivitelük a Babcock-Wilcox (BW) kazán és a hozzá nagyon hasonló Steinmüller kazán.

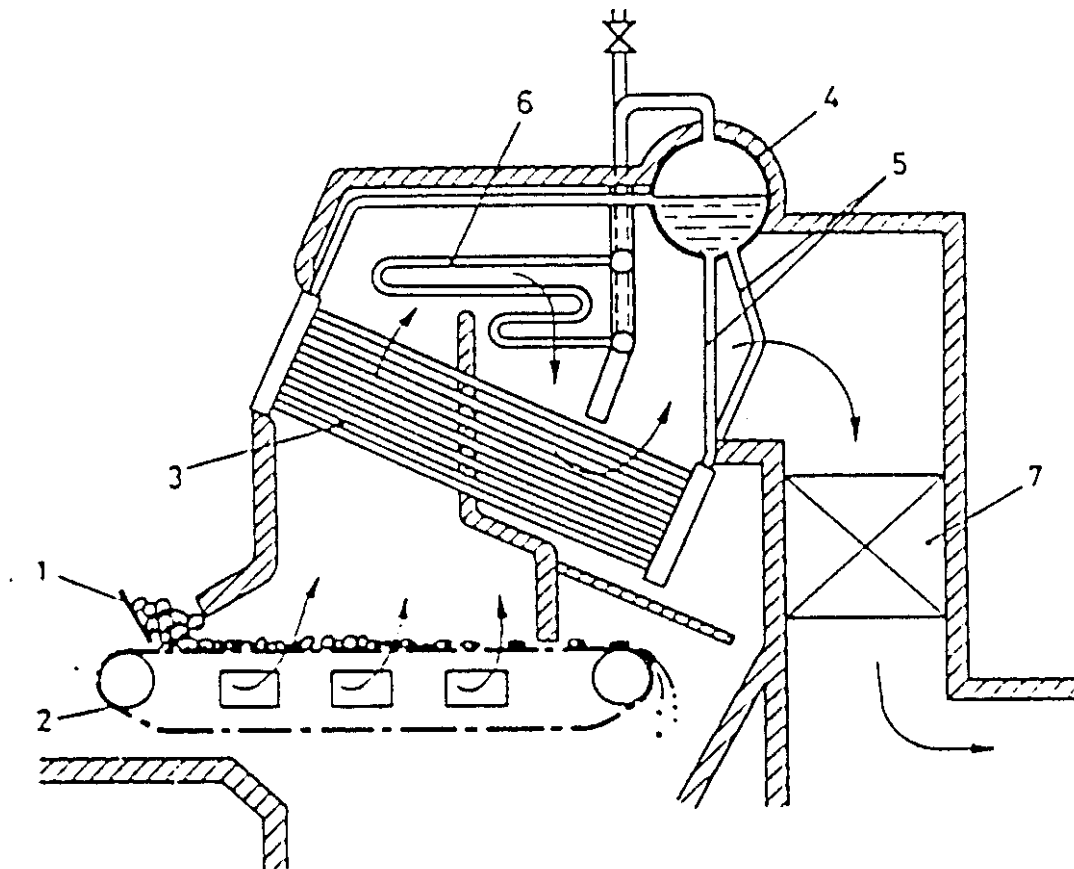
Ezekben az elpárolgás túlnyomórészt a ferde vízcsövekben folyik le; bennük a víz-gőz elegy felfelé áramlik és így természetes cirkuláció keletkezik. A henger- fűtőfelületi szerepét elveszítve – kazándobba csökken; feladata a víztükör fenntartása és a gőznek a víztől való elválasztása.



Ferdecsöves,
Babcock—Wilcox kazán
1 tüzelőajtó; 2 sikrostély;
3 vízcsövek; 4 kamraelemek
5 túlhevítő; 6 kazándob;
7 füstgázcsappantyú

113.ábra

Nagyobb teljesítőképességű és nyomású ferdecsöves kazánokban sok párhuzamos ferde csövet és kisebb dobot alkalmaznak, így hát a sok cső a dob szélében el sem férne. Ezért a keresztdobos kazán dobja a ferde vízcsövekhez képest keresztbe áll, és így hozzá több csőfelület csatlakoztatható.

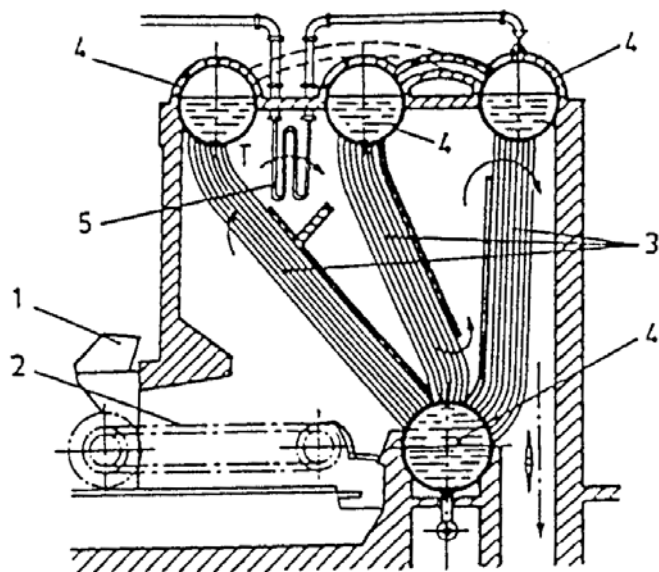


. Keresztdobos kazán

1 garat; 2 vándorrostély; 3 vízcsövek; 4 kazándob; 5 ejtőcsövek; 6 túlhevítő;
7 tápvíz-előmelegítő; 8 salaktér

114.ábra

Még nagyobb teljesítményre és nyomásra alkalmasak a meredeksövű kazánok. Ezek jellegzetessége, hogy a vízcsövek a felül elhelyezett dobokat alsó dobokkal kötik össze. Az alsó dobot kisméretű gyűjtőkamrák helyettesíthetik. Mindeme kazánok működésének lényege a víztérben létrejövő természetes cirkuláció, amely azáltal keletkezik, hogy a fűtött forralócsöveken kívül még fűtetlen (kevesebb, de nagyobb átmérőjű) ejtőcső is van a felső dob(ok) és az alsó dob (vagy kamrák) között. A forrásban lévő víz-gőz elegy – a víznél kisebb sűrűségénél fogva



. Merdekessővű kazán
 1 garat; 2 vándorrostély; 3 vizesövek;
 4 kazándob; 5 túlhevítő; 6 betáplálás

115.ábra

- felfelé áramlik a dobba. Innen a gőz a túlhevítőn át a felhasználóhoz, a víz pedig – az elegynél nagyobb sűrűségénél fogva – a fűtetlen ejtőcsöveken át lefelé áramlik az alsó kamrába.

A besugárzott kazánok elgőzöltető fűtőfelülete a tüztérre burkoló, túlnyomórészt függőleges forralócsövekből áll. Az elgőzöltető felület tehát teljes egészében besugárzott; a túlhevítő pedig részben a tüztér felső részén, részben a további füstgázáramban van. A tápvíz-előmelegítő a füstgázáram vége felé foglal helyet. A kazándob egészében kis méretű és fűtetlen.

E kazánok forralócsövei kiégnek, ha a cirkuláció fennakad. Ekkor ugyanis vízáram hiányában, a csőben gőzdugó keletkezik, amely a cső falát belülről már nem hűti az igen nagy tüztéri hőmérséklettel szemben. A természetes cirkuláció annál kevésbé biztos, mennél nagyobb a kazányomás, mert nagy kazányomáson a gőz sűrűsége nagyobb, a vízé viszont – nagyobb lévén a telítési hőmérséklet – kisebb. Így hát nagyobb kazányomás esetén kisebb a különbség a víz és gőz sűrűsége között, egyúttal a forralócsövek víz-gőz elegytartalmának és az ejtőcsövek víztartalmának sűrűsége között. Ezért természetes cirkulációjú kazánokat csak mintegy 170 bar nyomásig lehet építeni.

A kényszeráramlású kazán elvben egyetlen csőrendszerből áll, dob nélkül. Ezekben a víz/gőz közeg folytonos áramban halad a telítési hőmérsékletnél hidegebb tápvíz állapotból a túlhevített gőz állapotáig.

Kritikusan túli nyomású kazánokban nincs halmazállapot-változás, és így csak kényszeráramlásúak lehetnek.

Újrahevítéses kazánokban a túlhevítőn kívül újrahevítő is van.

c.) A kazánok füstgázoldala kisnyomású, hengeres kazánokban igen egyszerű, mert a víztér hőmérséklete a (nyomásnak megfelelő telítési hőmérséklet) elég kicsi, a füstgázokat tehát a fűtőfelületek eléggé lehűtik. Vízcsöves és főleg a nagy nyomású kazánokban a víztér hőmérséklete is nagy; a füstgázokat tervszerűen kell a különböző hőmérsékletű fűtőfelületek mentén vezetni úgy, hogy lehűlésük közben az

egyres (előmelegítő, elgőzölögtető, túlhevítő) felületekre kellő hőmennyiség jusson, és végül a füstgázok kellően lehűljenek. Így alakulnak ki a kazán huzamai és a beléjük épített fűtőfelületek.

A legtöbb tüzelőberendezés-fajta számára kedvező, ha égési levegőként nem környezeti hideg, hanem előmelegített levegőt kap. Ezt a célt szolgálják a levegő-előmelegítők.

A kifogástalan égés fontos feltétele a levegő jelenléte. Ezt biztosítja a huzat, amely a tüzelőberendezés és a füstgázjáratok áramlási ellenállását győzi le. A természetes huzatot a kémény hozza létre azért, hogy a benne lévő meleg füstgázok sűrűsége kisebb a környezeti levegőénél, és így a kémény alja és teteje között a sűrűségkülönbséggel és a kémény magasságával arányos nyomáskülönbség, a kémény alján tehát szívás keletkezik. Ha a külső levegő sűrűsége ρ_1 , a füstgázoké ρ_f , a kémény magassága pedig h , akkor a statikus (nyugvó állapotot feltételező, tehát ellenállással nem számoló) huzat

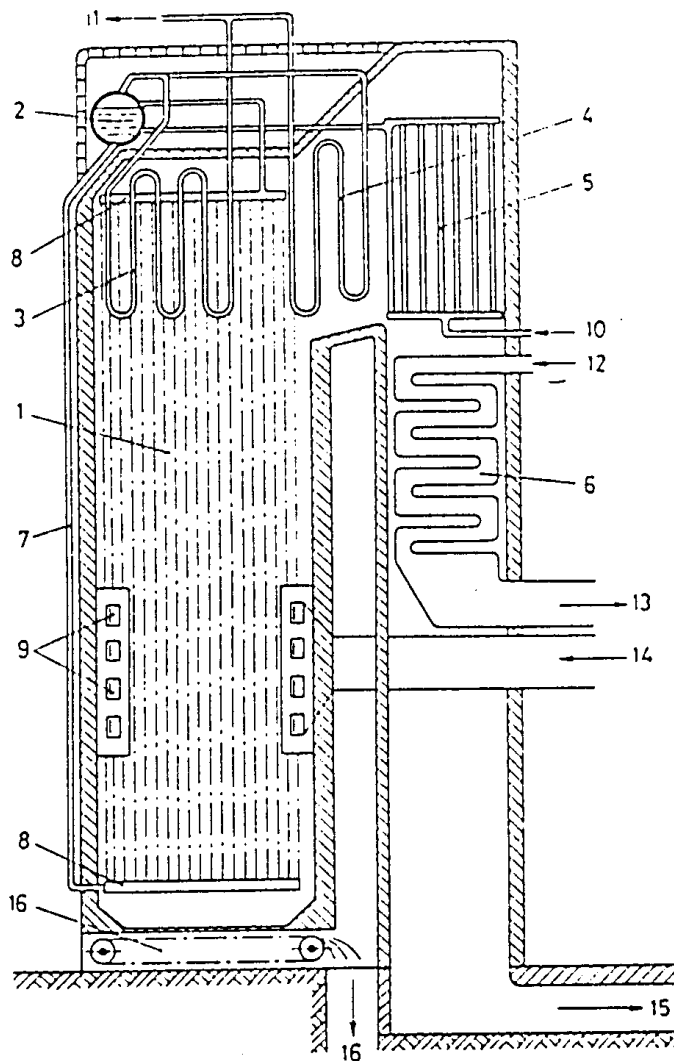
$$\Delta p = hg(\rho_1 - \rho_{1f})$$

Az 1 bar nyomással $0\text{ C} = 273\text{ K}$ hőmérséklettel jellemzett normálállapotban a levegő sűrűsége $\rho_{10} = 1,28\text{ kg/m}^3$ -re, a füstgázoké $\rho_{f0} = 1,32\text{ kg/m}^3$ -re tehető. Ha tehát a levegő hőmérséklete T_1 , a füstgázoké T_f , a huzat 1 bar (változatlan) nyomás esetén

$$\Delta p = hg\left(\rho_{10} \frac{T_0}{T_1} - \rho_{f0} \frac{T_0}{T_f}\right)$$

A tüzelőberendezések és kazánok nagy részének nem elegendő a természetes huzat. Ezért a füstgázokat egyrészt szívóhuzam- (füstgáz-) ventilátorral elszívják a tüztérből, másrészt nyomóhuzam, (levegő-) ventilátorral levegőt fújnak a tüztérbe.

Besugárzott kazán
 1 forratocsövek; 2 kazándob; 3 besugárzott túlhevítő; 4 konvektív túlhevítő; 5 tápvíz-előmelegítő; 6 léghevítő; 7 ejtőcső; 8 forralócsövek gyűjtőkamrái; 9 porszén-égetők; 10 tápvíz belépés, 11 gőzkilépés, 12 előmelegítendő levegő belépése, 13 felhevített levegő a ventilátormalomhoz; 14 porszén-levegő keverék a malomtól az égőkhoz; 15 füstgáz a kazánból a kéménybe; 16 salak- és pernyelétávolítás (A fűtőfelületeket képező csövek száma sokszorta nagyobb, átmérőjük sokszorta kisebb a vázlatból kivehetőnél. Az ilyen kazán 15...20 m magas)



116.ábra