

POLLACK MIHÁLY MŰSZAKI FŐISKOLA

GÉPÉSZETI KAR

Farkas Mátyás

Folyadékok szállítása

az épületgépész szak hallgatói számára

JPTE Egyetemi Könyvtár



P000348155

KÉZIRAT

5. változatlan utánnnyomás

TANKÖNYVKIADÓ, BUDAPEST, 1983

Tartalomjegyzék

1. Folyékony halmazállapotú közeget áramoltató berendezések	5
1.1 Folyadékcszállítási feladatok	5
1.1.1 Keringtető berendezések	5
1.1.2 Szintkülönbség mellett üzemelő berendezések ..	8
1.1.3 Nyomáskülönbség mellett üzemelő berendezések	10
1.1.4 Összetett feladatokat megoldó berendezések ..	12
1.2 Csőhálózatok, illetve csatornahálózatok jellemzői ..	18
1.2.1 Csővezetékek ellenállása változó folyadékcszállítás mellett	19
1.2.2 Csővezetékek jelleggörbéi	20
1.2.3 Csőhálózatok jelleggörbéi	25
2. Szivattyúk	33
2.1 Szivattyúk üzemi jellemzői	33
2.1.1 Külső jellemzők	33
2.1.2 Szivattyú jellemzők (belső jellemzők)	36
2.2 A szivattyúk osztályozása	39
2.2.1 Működési elv és szerkezet szerinti osztályozás	40
2.2.1.1 Volumetrikus szivattyúk	40
2.2.1.2 Forgásbahozott testekben végbeműködő energiaátadással működő szivattyúk	47
2.2.1.3 Egyéb elvek alapján működő szivattyúk	50
2.2.1.4 A szállított közegnek megfelelő szivattyúszerkezetek és anyagok	52
2.3 Örvényszivattyúk	52
2.3.1 Az örvényszivattyúk működési elve	53
2.3.2 A lapátszög mint típusjellemző	60

POLACK MIHÁLY MŰSZAKI FŐISKOLA
KÖZPONTI KÖNYVTÁR

PÉCS
LELTÁRI SZ. 18826



2.3.3	Valóságos szivattyúk veszteségei	68
2.3.4	Az örvényszivattyúk szerkezete és jellegzetes alkatrészei	75
2.3.4.1	Tengely, csapágyazás és tengelykapcsoló	78
2.3.4.2	Járókerék	79
2.3.4.3	A vezetőkerék	82
2.3.4.4	A szivattyuház	83
2.3.4.5	A tengelyirányú erő felvételére szolgáló szerkezet	84
2.3.4.6	Tömitések, megkerülő vezeték, légtelenítő csapok	86
2.4	Az épületgépészetben gyakrabban használatos örvényszivattyúk	88
2.5	Az épületgépészetben gyakrabban használatos egyéb szivattyúk	95
2.6	Szivattyúk jelleggörbéi, kavitáció	98
2.6.1	Különféle szivattyúk jelleggörbéjének alakja	99
2.6.2	Kavitációs jelenségek szivattyuknál, örvényszivattyúk szívóképessége.....	103
2.6.3	A fordulatszám, fajsúly, viszkozitás, változásának hatása a szivattyú jelleggörbéire.....	107
3.	Folyadékiszállító berendezések üzemi tulajdonságai	113
3.1	Szivattyú- és csőhálózat együttdolgozása, szivattyúk kapcsolásai	113
3.2	A szabályozás	131
3.3	A hajtási mód és a hajtó motor teljesítményének meghatározása	137
3.4	Adott üzemi viszonyoknak megfelelő szivattyú kiválasztási és beépítési szempontjai.....	139
3.5	Szivattyúk indítása	144
3.6	Szivattyúk üzemzavarai, ezek lehetséges okai	149

1. Folyékony halmazállapotú közeget áramoltató berendezések

Az épületgépész mérnök a központi fűtés, légtechnika vizellátás, gázellátás területén sokszor találkozik olyan feladatokkal, melyek megoldásakor folyékony, illetve légnemű közegek áramoltatását (szállítást) kell biztosítani. A fenti területeken alkalmazott berendezéseket a következő csoportosítás szerint fogjuk vizsgálni:

{ Keringtető berendezések,
szintkülönbség mellett üzemelő berendezések
nyomáskülönbség mellett üzemelő berendezések
összetett feladatokat megoldó berendezések.

A feladatok megoldásához feltétlenül szükséges egy csővezetékrendszer (csatornarendszer), amelyben a folyékony vagy gázhalmazállapotú közeg áramlik. Áramlástanai vizsgálataink során a csőhálózat részének tekintjük a csőhálózathoz kapcsolódó valamilyen technológiai célt megvalósító berendezést is. (Pl.: Hőcserélők, szűrők, léghevítők, helyiségek stb.)

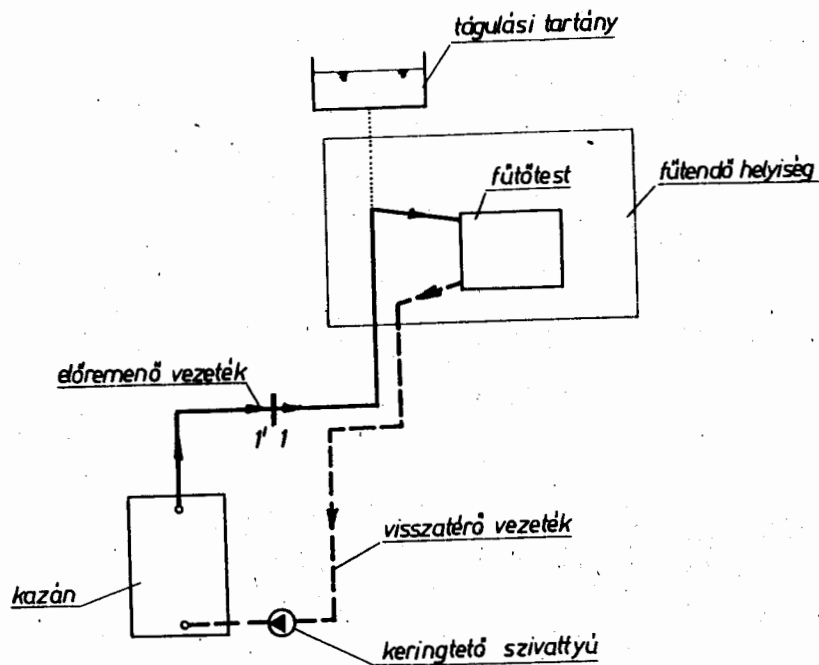
E fejezetben a fenti csoportosítás szerint megismerkedünk a gyakorló üzemmérnök munkája során leggyakrabban előforduló folyadékiszállító berendezésekkel, majd meghatározzuk jellemzőiket.

1.1 Folyadékiszállítási feladatok

Vizsgálataink során csak olyan berendezésekkel és folyadékokkal foglalkozunk, amelyeknél a surlódás figyelembevétele mellett alkalmazhatók az ideális folyadékokra levezetett összefüggések; érvényes a surlódásos folyadékokra levezetett Bernoulli egyenlet.

1.1.1 Keringtető berendezések

A központi fűtés területén az egyik leggyakrabban előforduló feladat, amikor melegvizet kell keringtetni egy zárt vezetékrendszerben. Az 1. ábra az ún. szivattyús melegvízfűtés egyszerűsített váz-



1. ábra

latát mutatja. A berendezés a tágulási tartály szintjéig vízzel töltött. A fűtőtesthez az előremenő vezetéken keresztül melegvíz áramlik, amely a fűtőtesten keresztülhaladva lehül, miközben hőt ad át a fűtendő helyiségnek. A lehült víz a visszatérő vezetéken keresztül a kazánba áramlik, ahol felmelegszik és a folyamat kezdődik előről. (A zárt körben: kazán - előremenő vezeték - fűtőtest - visszatérő vezeték - kazán, a víz keringésére azért van szükség, hogy a kazánban felszabaduló hőenergiát a víz elszállítsa a fűtendő helyiségekbe.)

Folyadékok áramlásakor mindig fellép a surlódás jelensége. A víz keringésének biztosítása érdekében, ezért be kell építeni a berendezésbe egy olyan gépet, amely képes arra, hogy a surlódás miatti energiaveszteséget folyamatosan pótolja. E célt szolgálja a beépített keringtető szivattyú. A szivattyú egy olyan munkagép, amely mechanikai munka befektetése árán megnöveli a folyadék energiátartalmát és így folyamatosan pótolni tudja a folyadék surlódási energiaveszteségét. A zárt kör miatt csak a surlódási veszteségeknek (h') megfelelő energiát kell közölni a folyadékkal.

A folyadékáramlás kezdő és végpontja egybeesik. A berendezés bármely pontját tekinthetjük úgy, hogy e pontból kiindulva áramlik a folyadék és végighaladva a berendezésen ugyanabba a pontba érkezik vissza.

Képzületben vágjuk el a berendezést a tetszőleges helyen lévő 1 keresztmetszet mentén. Vizsgáljuk úgy az áramlást, hogy a folyadék az 1 keresztmetszetről kiindulva áramlik keresztül a berendezésen és érkezik az elvágás másik oldalán lévő 1' keresztmetszetre. (Valóságban 1 keresztmetszet megegyezik 1' -vel).

Írjuk fel a Bernoulli egyenlet surlódásos folyadékokra érvényes alakját az 1 és 1' pontokra (Az áramlás a szivattyú kivételével a berendezés bármely pontjában örvénymentesnek tekinthető. A szivattyú által a folyadék súlyegységével közölt energiát jelöljük H -val. (Ezt az energiát a szivattyú manometrikus, vagy teljes szállítómagasságának nevezik.)

$$h_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{C_1^2}{2g} = h'_1 + \frac{p'_1}{\gamma} + \frac{C'^2_1}{2g} + h' + (-H)$$

(A H mkp/kp energiát az egyenlet jobb oldalán negatív előjellel kellett figyelembe venni, mivel ezt egy külső munkagép közölte a folyadékkal és nem a folyadék végzett munkát energiátartalmának rovására.)

A valóságban az 1 jelű pont megegyezik az 1' ponttal, ezért írható:

$$h_1 = h'_1$$

$$\frac{p_1}{\gamma} = \frac{p'_1}{\gamma}$$

$$\frac{C_1^2}{2g} = \frac{C'^2_1}{2g}$$

és

A fentiek figyelembevételével a következő előrelátható végeredményt kaptuk:

$$H = h'$$

A folyamatos (időálló) áramlás (keringtetés) fenntartásához a folyadékkal a berendezés surlódási veszteségeivel megegyező energiámennyiséget kell közölni a szivattyúnak.

Nyilvánvaló, hogy a surlódási veszteség egy adott méretű berendezés esetén sem állandó, hanem az időegység alatt szállított (keringtetett) folyadékmennyiségtől - a folyadékszállítástól - függ.

Azt az energiámennyiséget, amelyet a berendezésben áramló folyadék súlyegységével közölni kell valamely folyadékszállítás biztosításához a berendezés vagy csőhálózat terhelőmagasságának nevezzük és a továbbiakban H_{cs} mkp/kp jelöljük. Természetesen a szivattyú szállítómagasságának egy adott folyadékszállítás biztosítása érdekében mindig meg kell egyeznie a berendezés terhelőmagasságával $H = H_{cs}$)

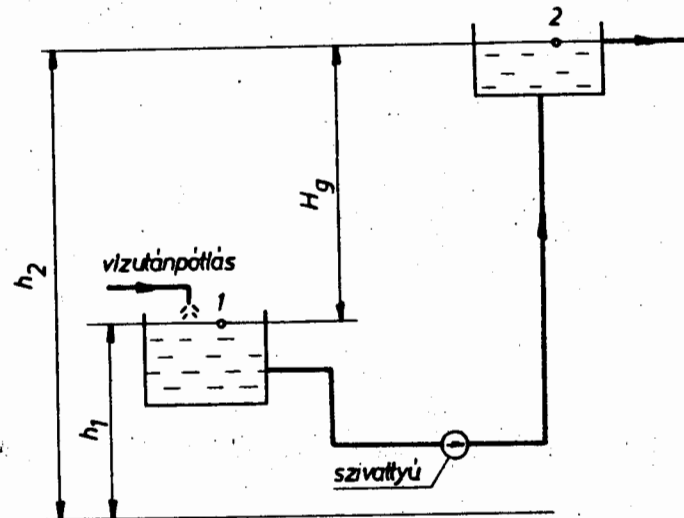
Keringtető berendezéseknél tehát a berendezés terhelőmagassága megegyezik a surlódási veszteségekkel

$$H_{cs} = h'$$

1.1.2 Szintkülönbség mellett üzemelő berendezések

Az épületgépészetnek szinte nincs olyan területe, ahol ne lenne feladat a folyadékszállítás biztosítása alacsonyabb helyről magasabb helyre. Például: a házi vízellátó berendezéseknél kutból kell vizet szállítani egy magasabb szinten (rendszerint padlástérben) lévő tártályba, földalatti olajtartályból olajat kell szállítani a kazánházban elhelyezett ún. napitartályba, központi gőzfűtéseknel a lekondenzálódott gőzt, vagy másnéven kondenzvizet egy alacsony szinten elhelyezett gyűjtőtartályból kell a magasban elhelyezett táptartályba áramoltatni.

Alacsonyabb szintről magasabb szintre való folyadék szállítást megvalósító egyszerű berendezést mutat a 2. ábra. Az ábrán látható berendezés segítségével folyamatosan vizet kell szállítani a h_1 vízszintű alsó tartályból a h_2 vízszintű felső tartályba. A két tartály vízszintje állandó magasságu. A vízszintek különbsége $h_2 - h_1 = H_g$ a berendezés ún. geodetikus szállítómagassága. A tartályok nyitottak és a környezetükben a nyomás értéke légköri (p_b). A folyadék felszínét nyugalomban lévőknek tekinthetjük mindkét tartályban. Az áramlás kezdőpontja az alsó tartály vízszintje (1. pont) végpontja pedig a felső tartály vízszintje (2. pont). A berendezés annyiban tér el a keringetési feladattól, hogy az áramlás kezdő és végpontja meghatározott és e két pont nem egy helyen van, közöttük H_g magasságkülönbség van. A folyadékáramlás miatt ismét figyelembe kell venni a folyadék surlódási veszteségét is.



2. ábra

A surlódási veszteség pótlására, valamint az áramlás kezdő és végpontja közötti helyzeti energiakülönbség miatt a rendszerbe megint be kellett építeni egy szivattyút. A szivattyú által a folyadék súlyegységével közölt energiát (a manometrikus szállítómagasságot) ugyancsak H -val jelöljük.

Írjuk fel a Bernoulli-egyenletet az áramlás kezdő (1) és végpontja (2) között, de vegyük figyelembe, hogy

$$p_1 = p_2 = p_b \quad \text{és} \quad C_1 = C_2 = 0$$

$$h_1 = h_2 + h' + (-H)$$

illetve figyelembe véve, hogy $h_2 - h_1 = H_g$

$$0 = H_g + h' - H$$

A szivattyú által a folyadékkal közlendő energia:

$$H = H_g + h'$$

A kapott végeredmény azt fejezi ki, hogy a szivattyúnak fedezni kell a csőhálózat surlódási veszteségeit, valamint a kezdeti és végpont helyzeti energiakülönbségét. A berendezés terhelőmagas-

sága természetesen azonos azzal az energiamennyiséggel, amit a szivattyú közül a folyadékkal:

$$H_{cs} = H_g + h'$$

A H_g geodetikus emelőmagasság nem függ a folyadékszállítástól. Abban az esetben, ha egy magasabb helyről akarjuk a folyadékot egy alacsonyabb helyre szállítani, akkor a terhelőmagasság a következőképpen határozható meg.

A Bernoulli-egyenlet:

$$h_2 = h_1 + (-H) + h'$$

illetve figyelembe véve, hogy $h_2 - h_1 = H_g$

$$0 = -H_g - H + h'$$

A szivattyú által a folyadékkal közlendő energia:

$$H = h' - H_g$$

A berendezés terhelőmagassága

$$H_{cs} = h' - H_g$$

1.1.3 Nyomáskülönbség mellett üzemelő berendezések

A 3. ábra egy gőzfejlesztő kazán tápvízellátó berendezésének egyszerűsített rajzát mutatja. A kazánban a nyomás értéke p_g és ide kell folyamatosan szállítani a tápvizet a nyitott táptartályból, ahol a nyomás értéke megegyezik a légköri P_b nyomással. Mivel $P_g > P_b$ és a táptartály vízszintje megegyezik a kazán vízszintjével ezért a víz csak akkor tud a kazánba áramolni, ha egy szivattyúval megnöveljük energiatartalmát. Határozzuk meg a szivattyú szükséges szállítómagasságát, illetve a berendezés terhelőmagasságát! Az ábrán bejött 1. pont a táptartály vízszintjén lévő tetszőleges pont, ahol a folyadék sebessége jó közelítéssel zérus értékű ($C_1 \approx 0$). A 2. pont pedig a kazán középvezállásának egy tetszőleges pontja, ahol ugyancsak nyugalomban lévőnek tekinthetjük a folyadékot ($C_2 \approx 0$)

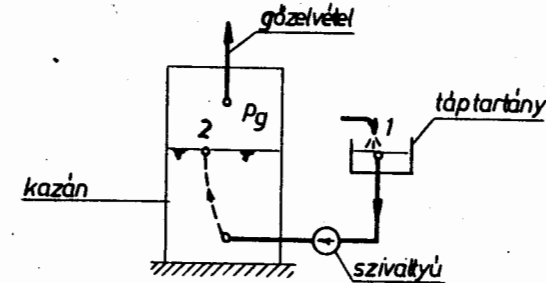
Írjuk fel a Bernoulli-egyenletet az áramlás kezdő (1) és végpontja (2) között. Vegyük figyelembe, hogy surlódás is van és $h_1 = h_2$!

$$\frac{P_b}{\gamma} = \frac{P_g}{\gamma} + h' + (-H)$$

Kifejezve a szivattyú szállítómagasságát

$$H = \frac{P_g - P_b}{\gamma} + h'$$

A kapott eredmény azt mutatja, hogy a szivattyú szállítómagasságának fedeznie kell az áramlás kezdeti és végpontjának (táptartály és kazán) nyomásmagasság különbségét, valamint a surlódási veszteségeket.



3. ábra

A berendezés vagy csőhálózat terhelőmagassága:

$$H_{cs} = \frac{P_g - P_b}{\gamma} + h'$$

A $\frac{P_g - P_b}{\gamma}$ nyomásmagasság különbséget jelöljük H_p -vel.

$$H_{cs} = H_p + h'$$

A terhelőmagasság képletében szereplő H_p nyomásmagasság nem függ a folyadékszállítástól. Abban az esetben ha nagyobb nyomásu helyről kell folyadékot kisebb nyomásu helyre szállítani, akkor a terhelőmagasságot értelemszerűen a következőképpen lehet meghatározni:

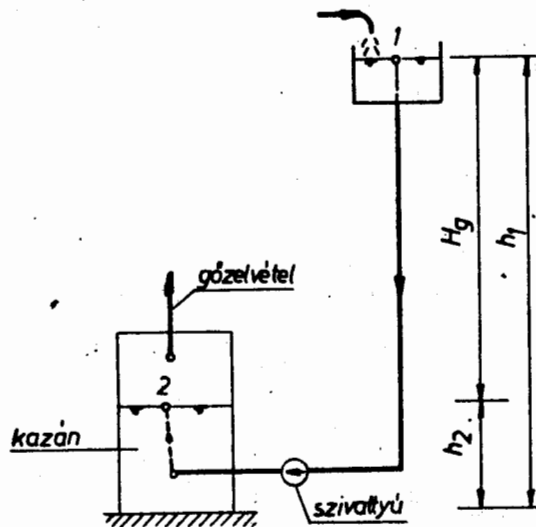
$$H_{cs} = h' - H_p$$

A szivattyúnak ilyenkor csak a surlódási energiaveszteség és a nyomómagasság különbségét kell legyőznie a folyamatos áramlás biztosítása érdekében

$$H = h' - H_p$$

1.14 Összetett feladatokat megoldó berendezések

A mérnöki gyakorlatban sokszor előfordul, hogy az előzőekben ismertetett folyadékszállítási feladatok összetetten jelentkeznek. Például a 3. ábrán felvázolt tápvizellátó berendezésnél a táptartály vízszintje, nem szokott megegyezni a kazán vízszintjével, hanem annál alacsonyabban vagy magasabban helyezkedik el. (4. ábra). Ilyenkor az egyszerű feladatoknál megismert összefüggéseket értelemszerűen kell alkalmazni.



4. ábra

A jelen példánál az ismert módon járunk el:

Felírjuk a Bernoulli-egyenletet az 1 (táptartály vízszintjének tetszőleges pontja) és a 2 (kazán középvezállás tetszőleges pontja) pont között. Az egyenlet felírásakor a következőket kell figyelembe venni:

$$c_1 = c_2 = 0 \quad p_1 = p_b \quad p_g = p_2 \quad \frac{p_g - p_b}{\gamma} = H_p$$

és

$$h_1 - h_2 = H_g$$

$$\frac{p_g}{\gamma} - H_g = \frac{p_b}{\gamma} + h' + (-H)$$

Átrendezve az egyenletet a szivattyú szállítómagassága:

$$H = \frac{p_g - p_b}{\gamma} + h' - H_g$$

illetve

$$H = (H_p - H_g) + h'$$

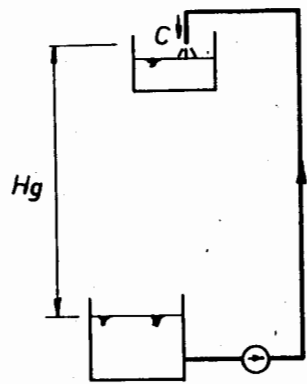
A $(H_p - H_g)$ érték a nyomómagasság és a geodetikus emelőmagasság különbsége egy adott berendezésnél állandó, nem függ a folyadékszállítástól.

A berendezés terhelőmagassága:

$$H_{cs} = (H_p - H_g) + h' \quad \text{illetve}$$

$$H_{cs} = (H_p + h') - H_g$$

Abban az esetben ha a nyomáskülönbségből származó nyomómagasság és a surlódási veszteség összege $(H_p + h')$ kisebb vagy egyenlő mint a berendezés H_g geodetikus emelő magassága (a két szintkülönbsége) akkor szivattyút nem kell a rendszerbe beépíteni. Az eddig tárgyalt anyagrészekhez szorosan kapcsolódik az un. kifolyási veszteség fogalma és értelmezése. Az 5. ábrán látható berendezéssel egy alsó tartályból akarunk folyadékot folyamatosan szállítani egy felső tartályba. A csővezeték végén levő kifolyó nyíláson a folyadékszállítástól függő C sebességgel áramlik a víz a felső tartályba. Az alsó tartályban a folyadék még nyugalomban van. A nyugalomban lévő folyadékot a kifolyásnál c sebességre kellett felgyorsítani, mivel a csővezeték keresztmetszete véges. A folyadéknak sebességgel történő kiáramlása nem célja, hanem szükséges



5. ábra

velejárója volt a folyadékszállítási feladatnak. A c sebesség által meghatározott $\frac{C^2}{2g}$ sebességmagasság veszendőbe megy, mert a folyadék belefolyva a tartályba ismét nyugalomba kerül.

A $\frac{C^2}{2g} \frac{m \cdot k p}{k p}$ mozgási energiát a hirtelen keresztmetszétváltozástól adódó alak ellenállás, valamint a tartályban fellépő surlódási veszteségek felemésztik. Minden olyan esetben, amikor a feladatnak nem az a célja, hogy valamilyen c sebességgel áramoljon ki a folyadék egy nyíláson ezt

a $\frac{c^2}{2g}$ mozgási energiát veszteségként kezeljük és törekszünk arra,

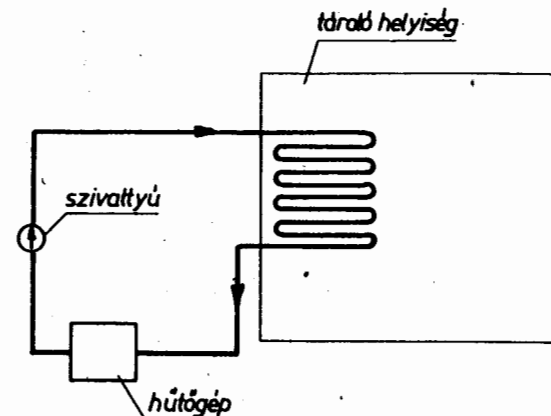
hogy a kifuvó keresztmetszet megfelelő megválasztásával csökkent-sük. Természetesen, ha valamely feladatnak éppen az a célja, hogy a kifolyónyíláson, vagy kifolyónyílásokon keresztül c sebességgel áramoljon ki a folyadék akkor a $\frac{c^2}{2g}$ sebességmagasság nem veszteség, de ilyenkor is figyelembe kell venni számításainknál.

A következőkben néhány kidolgozott példával szemléltetjük az eddig tárgyalt anyagrészek gyakorlati alkalmazását.

Példa

A 6. ábrán látható berendezés egy élelmiszertároló helyiség levegőjét hűti a következőképpen. A helyiségbe csőkigyórendszer lett beépítve. A hűtőgéptől áramló hideg folyadék a csőkigyórendszeren keresztülhaladva felmelegszik és hőt von el a levegőtől. A felmelegedett folyadékot a hűtőgép újra lehűti és a folyamat kezdődik előlről. A hűtőfolyadék tehát egy zárt körben kering. A keringtetést a keringtető szivattyú biztosítja. Határozzuk meg a berendezés terhelőmagasságát - illetve ami azzal egyenértékű - a beépített szivattyú szükséges szállítómagasságát, ha a berendezés a következő adatokkal rendelkezik:

Az óránként keringtetendő hűtőfolyadék térfogata:
 $Q = 720 \text{ l/ó}$ a folyadékszállítás. Az egyenes csőszakaszok hossza: $l = 200 \text{ m}$. A csővezeték belső átmérője megegyezik csőkigyórendszer átmérőjével és $d_b = 20 \text{ mm}$. A csőkigyórendszer és, a csővezetékek alak ellenállástényezőinek összege $\sum \xi = 70$.



6. ábra

A csősurlódási tényező értéke $\lambda = 0,025$

A keringetés biztosításához a szivattyú szállítómagasságának egyenlőnek kell lenni a berendezés terhelőmagasságával.

A berendezés terhelőmagassága $H_{cs} = h'$, vagyis meg kell határoznunk a surlódási veszteségeket.

A surlódási veszteségmagasságot a folyadékok és gázok mechanikája c . tárgyban tanultak szerint a következő képlettel lehet meghatározni:

$$h' = \frac{C^2}{2g} \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi \right)$$

Első lépésben meghatározzuk a csőben áramló folyadék átlagsebességét.

$$C = \frac{Q}{F} \quad [\text{m/sec}]$$

ahol Q a folyadékszállítás (m^3/sec), F pedig a cső keresztmetszete (m^2)

$$C = \frac{0,72}{3600 \frac{0,02^2 \pi}{4}} = 0,637 \text{ m/sec}$$

A surlódási veszteségmagasság, amely egyenlő a berendezés terhelőmagasságával, illetve a szivattyú szállítómagasságával:

$$h' = H_{cs} = H = \frac{C^2}{2g} \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) = \frac{0,637^2}{2 \cdot 9,81} \left(0,025 \frac{200}{0,02} + 70 \right) =$$

$$= 6,7 \text{ m}$$

Példa

A 7. ábra egy házi vizellátó berendezés egyszerűsített rajzát mutatja. A kútból a berendezés vizet szállít a ház tetején elhelyezett tartályba. A tartályból a víz egy vezetékrendszeren keresztül a fogyasztókhoz áramlik. Határozzuk meg a berendezés terhelőmagasságát illetve a szivattyú szállítómagasságát. A berendezés adatai:

A vizszállítás $Q = 1 \text{ l/sec}$. A csővezeték belső átmérője

$d_b = 40 \text{ mm}$. A víz kinematikai viszkozitása:

$\nu = 1,3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{sec}$. A beépített vascső érdessége

$k = 0,3 \text{ mm}$.

A berendezés terhelőmagassága, illetve a szivattyú szükséges szállítómagassága:

$$H_{cs} = H = H_g + \left(h' + \frac{C^2}{2g} \right)$$

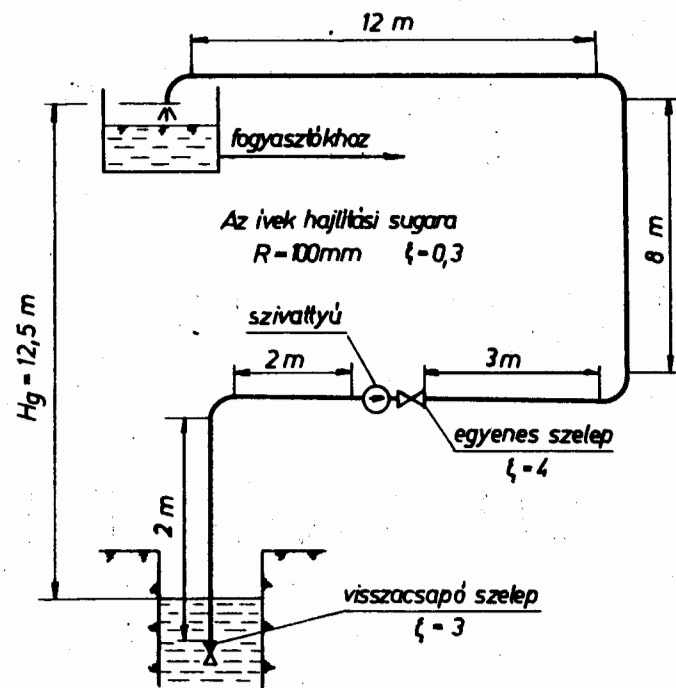
A szivattyú szállítómagasságának fedezni kell a surlódási veszteségeket, a kilépési veszteséget és a $H_g = 12,5 \text{ m}$

$\left[\frac{\text{mkp}}{\text{m}} \right]$ helyzeti energia különbséget.

Első lépésben meghatározzuk a surlódási és kilépési veszteség nagyságát a Folyadékok és gázok mechanikája c. tárgyban tanultak alapján.

A víz sebessége:

$$C = \frac{Q}{F} = \frac{1 \cdot 10^{-3}}{\frac{0,04^2 \pi}{4}} = 0,8 \text{ m/sec}$$



7. ábra

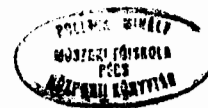
A Reynolds-szám értéke:

$$R = \frac{d \cdot c}{\nu} = \frac{0,04 \cdot 0,8}{1,3 \cdot 10^{-6}} = 24600; \text{ az áramlás turbulens.}$$

A csőfal relatív érdessége: $\frac{r}{k} = \frac{20}{0,3} = 66,6$

A Folyadékok és gázok mechanikája c. könyv 86. ábrája alapján a csősurlódási tényező $\lambda = 0,03$

A csősurlódási és a kifolyási veszteség összege:



$$\begin{aligned} \left(h' + \frac{C^2}{2g} \right) &= \frac{C^2}{2g} \left(\sum \lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi + 1 \right) = \\ &= \frac{0,8^2}{2 \cdot 9,81} \left(0,03 \frac{2+2+3+8+12}{0,04} + 3 + 4 \cdot 0,3+4+1 \right) = \\ &= \frac{0,8^2}{2 \cdot 9,81} \left(0,03 \frac{27}{0,04} + 9,2 \right) = 0,955 \text{ m} \approx 0,96 \text{ m} \end{aligned}$$

A szivattyú szükséges szállítómagassága, amely egyenlő a berendezés terhelőmagasságával:

$$H = H_g + h' + \frac{C^2}{2g} = 12,5 + 0,96 = 13,46 \approx 13,5 \text{ m}$$

1.2 Csőhálózatok, illetve csatornahálózatok jellemzői

Az előző fejezetben megismertük azokat a leggyakrabban előforduló folyadékszálítási feladatokat és egyszerű berendezéseket, amelyekkel az épületgépész munkája során nap mint nap foglalkozik. Legtöbbször egy munkagéppel - szivattyúval - kell a folyadék energiáját megnövelni, hogy az előírt folyadékszálítás áramoljon a berendezésben. A berendezések két fő részre bonthatók: csőhálózatra, illetve csatornahálózatra és a hozzá kapcsolódó szivattyúra. Ebben a fejezetben a csőhálózatok, illetve csatornahálózatok jellemzőit határozzuk meg.

1.2.1 Csővezetékek ellenállása változó folyadékszálítás mellett

A Folyadékok és gázok mechanikája c. tárgy keretében ismertté vált, hogy hogyan lehet meghatározni egy vezeték csősurlódási és alak ellenállását (a benne áramló közeg áramlási veszteségeit) meghatározott folyadékszálításnál.

Most első lépésben meghatározzuk a csővezetékben áramló folyadék áramlási veszteségeit változó folyadékszálítás mellett.

Egy adott csőhálózat veszteségmagassága (ellenállása) és a folyadékszálítás között egyértelmű függvénykapcsolat van. A λ csősurlódási tényezőt gyakorlati számításoknál állandónak vehetjük. A surlódási veszteségmagasságnak (h') a folyadékszálítástól való függését egy másodfokú függvény írja le, melyet a következőképpen határozhatunk meg:

$$h' = \sum \frac{C_i^2}{2g} \left(\lambda_i \sum \frac{l_i}{d_i} + \sum \xi_i \right)$$

illetve figyelembe véve, hogy $C_i = \frac{Q_i}{F_i}$ [m/sec]

ahol: Q_i a folyadékszálítás [m³/sec.] F_i [m²] pedig a cső keresztmetszete.

$$h' = \sum \frac{Q_i^2}{F_i^2 2g} \left(\lambda_i \sum \frac{l_i}{d_i} + \sum \xi_i \right)$$

Egy adott csővezeték esetén az egyenlet jobb oldalán szereplő kifejezésben F_i ; l_i ; d_i $\sum \xi_i$ állandó és a gyakorlati számításoknál λ csősurlódási tényező is állandónak tekinthető. Az állandókat összevonva a keresett függvény:

$$h' = A \cdot Q^2$$

alaku lesz, ahol

$$A = \sum \frac{\lambda_i \sum \frac{l_i}{d_i} + \sum \xi_i}{F_i^2 \cdot 2g} = \text{állandó}$$

1.2.2 Csővezetékek jelleggörbéi

Egy csővezeték, illetve egy csőhálózat jelleggörbéje alatt olyan diagramban ábrázolt függvénykapcsolatot értünk, melynek független változója a folyadékszállítás (Q) függő változója pedig a csőhálózat terhelőmagassága (H_{cs}). A függő változó nem más, mint az a mechanikai energia, amit egy külső munkagéppel (szivattyúval) kell közölni a folyadékkal a különböző folyadékszállításoknál az áramlás biztosítása érdekében. A diagramban ábrázolt görbe - a csőhálózat jelleggörbéje - a folyadékszállítás különböző értékeire megadja a csővezeték, illetve a csőhálózat terhelőmagasságát.

Határozzuk meg az előző fejezetben megismert egyszerű folyadékszallító berendezések jelleggörbéit!

Keringtető berendezéseknél a csővezeték terhelőmagassága a surlódási veszteségmagasság és az esetleg fellépő kilépési veszteség összege.

$$H_{cs} = h', \text{ illetve } H_{cs} = h' + h_k$$

ahol $h_k = \frac{C^2}{2g}$ a kilépési veszteség. Abban az esetben ha olyan

berendezés jelleggörbéjét kell meghatározni, melynél a csővezeték átmérője állandó és elágazások, illetve egyesítések nincsenek beépítve: (pl. 6. ábra látható berendezés) a jelleggörbét analitikusan a következő függvény írja le:

$$H_{cs} = h' = A \cdot Q^2$$

ahol

$$A = \frac{\lambda \cdot \sum \frac{l_i}{d_i} + \sum \xi_i + 1}{F^2 \cdot 2g} = \text{állandó}$$

A függvény képe egy az origóból kiinduló parabola. Adott berendezésnél az állandó meghatározásához szükséges valamennyi tag ismert.

Ha a kilépési veszteséggel nem kell számolni, akkor a számlálóban a +1 nem szerepel.

Példa

Rajzoljuk fel a 6. ábrán felvázolt berendezés jelleggörbéjét, ha a folyadékszállítás (Q) tengelyének $m^3/ó$, a terhelőmagasság (H_{cs}) tengelyének pedig méter a mértékegysége.

A folyadékszállítás mértékegysége miatt az A állandó értékét át kell számolnunk.

$$H_{cs} = h' = \frac{C_1^2}{2g} \left(\lambda \sum \frac{l_i}{d_i} + \sum \xi_i \right) = \frac{Q^2 \left[\frac{m^3}{ó} \right]}{2g \cdot F_i^2 \cdot 3600^2} \left(\lambda \sum \frac{l_i}{d_i} + \sum \xi_i \right)$$

$$H_{cs} = A \cdot \left(Q^2 \left[\frac{m^3}{ó} \right] \right) \quad [m]$$

$$A = \frac{\lambda \sum \frac{l_i}{d_i} + \sum \xi_i}{2g F_i^2 3600^2} = \frac{0,025 \frac{200}{0,02} + 70}{2 \cdot 9,81 \left(\frac{0,022\pi}{4} \right)^2 \cdot 3600^2} = 12,9$$

illetve mivel az előzőekben már meghatároztuk, hogy $Q = 0,72 m^3/ó$ folyadékszállításnál $h' = 6,7 m$,

ezért

$$A = \frac{h'}{Q^2} = \frac{6,7}{0,72^2} = 12,9$$

$$H_{cs} = 12,9 Q^2$$

A berendezés jelleggörbéjét a 8. ábra mutatja. A jelleggörbe negatív folyadékszállításnál (ellentétes irányú áramlás) lévő részét nem rajzoltuk meg.

A gyakorlatban a következőképpen szokták meghatározni a berendezés (csőhálózat) jelleggörbéjét:

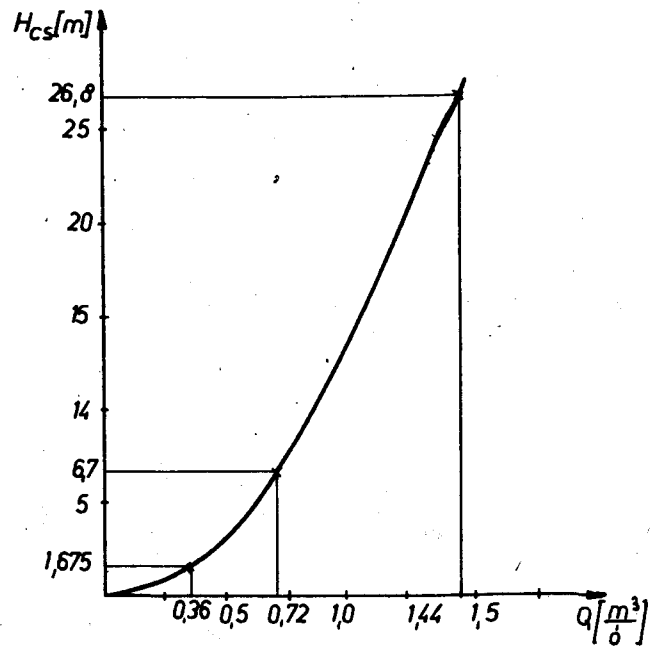
Meghatározzák egy tetszőleges folyadékszállításnál a surlódási veszteség nagyságát (Pl.: $Q = 0,72 m^3/ó$ $h' = 6,7 m$).

A négyzetes összefüggésből következik, hogy a folyadékszállítás x-szeres növekedése, illetve csökkenése a h' veszteségmagasság értékét X^2 -szeresen növeli, illetve csökkenti.

Fele akkora folyadékszállításnál h' értéke 1/4-szeres.

($Q = 0,36 \frac{m^3}{ó}$; $h' = 1,675 m$);, illetve kétszeres folyadékszállításnál h' értéke 4-szeres ($Q = 1,44 m^3/ó$; $h' = 26,8 m$)

A kezdőpont és e három pont meghatározása után a jelleggörbe minden nehézség nélkül megrajzolható.



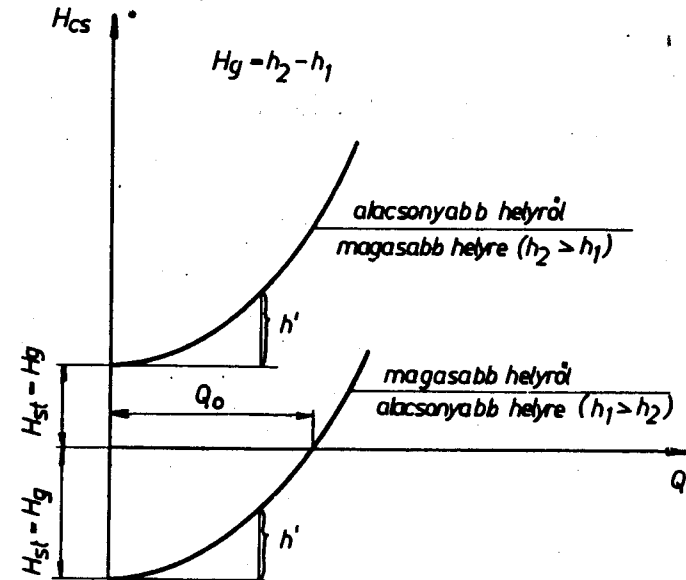
8. ábra

Szintkülönbség mellett üzemelő berendezéseknél a folyadék-
kal közlendő energia, illetve a berendezés terhelőmagassága:

$$H_{cs} = H_g + h'$$

A képlet első tagja a folyadékszállítás vég és kezdőpontjának ma-
gasságkülönbsége (geodetikus emelőmagasság) nem függ a folyadék-
szállítástól; bármilyen folyadékszállításnál állandó. A terhelőma-
gasságnak azt a részét, amely bármilyen, tehát a zérus folyadék-
szállításnál is állandó, a berendezés statikus szállítómagasságának
is szokták nevezni és H_{st} -vel jelölni.

Egy ilyen berendezés jelleggörbéjét úgy tudjuk meghatározni,
hogy a veszteségi parabola ($h' = A \cdot Q^2$) minden egyes ordináta
értékéhez a H_{st} értékét hozzáadjuk, illetve ami evvel egyenértékű
a h' veszteségi parabolát az ordináta mentén a megfelelő irányban
 H_{st} értékkel eltoljuk. A csővezeték jelleggörbéjét a 9. ábra mutatja.



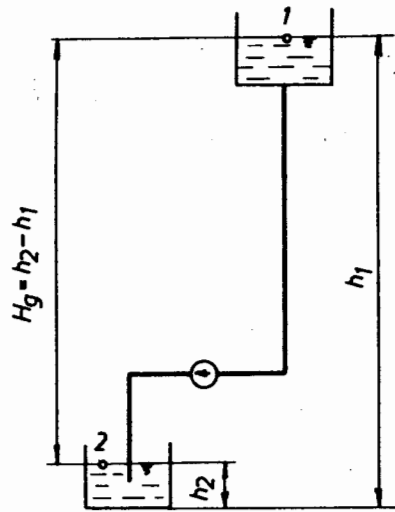
9. ábra

A 10. ábra egy olyan berendezést mutat, amelynél magasabb
helyről alacsonyabb helyre kell folyadékot szállítani. (A berendezés
jelleggörbéjét a 9. ábra mutatja). A Q_0 folyadékszállításig a sziv-
vattyu beépítése fölösleges, hisz a kezdeti és végpont helyzeti ener-
giakülönbsége fedezi a veszteségeket. Nyomáskülönbség mellett üze-
melő berendezéseknél a folyadékkal közlendő energia, illetve ami
ezzel egyenértékű a berendezés terhelőmagassága:

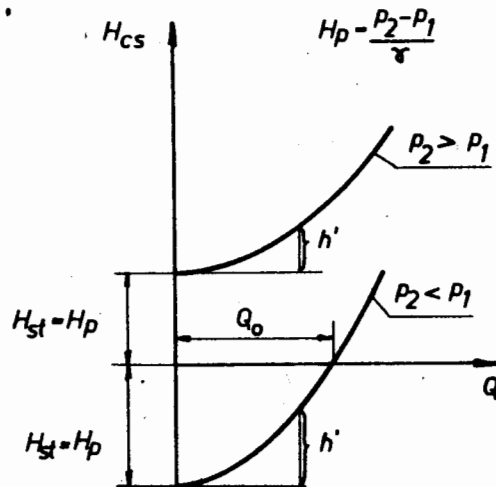
$$H_{cs} = H_p + h'$$

ahol $H_p = \frac{p_2 - p_1}{\gamma}$ a nyomómagasság.

A nyomómagasság a folyadékszállítástól függetlenül állandó, ezért
a jelleggörbe a zérus folyadékszállításnál innen indul ki. Hasonlóan
a szintkülönbség mellett üzemelő berendezésekhez a folyadékszalli-
tástól független részt a berendezés H_{st} statikus szállítómagasságá-
nak nevezik. A nyomáskülönbség mellett üzemelő berendezések
jelleggörbéjét a 11. ábra mutatja. Nagyobb nyomásu helyről kisebb
nyomásu helyre szállítható berendezéseknél a Q_0 folyadékszállításig
szivattyut nem kell a rendszerbe beépíteni.



10. ábra



11. ábra

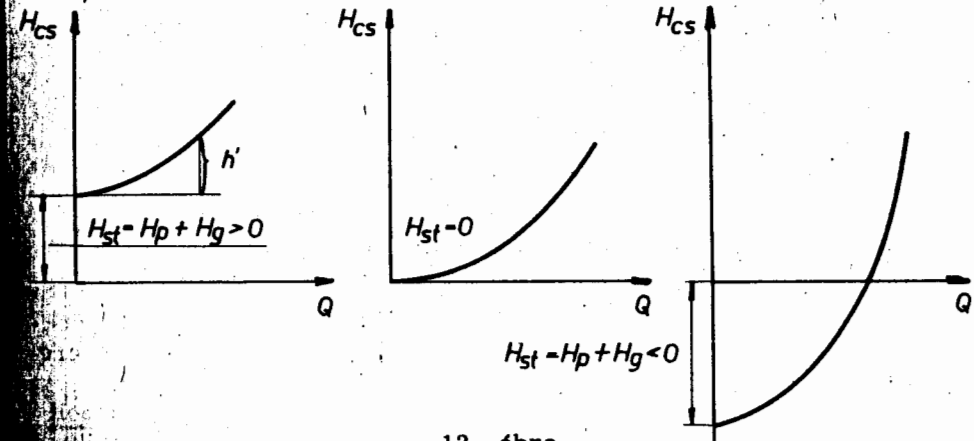
A gyakorlatban általában a folyadékszállítási feladatok összetetten jelentkeznek. Ilyenkor a jelleggörbét az egyszerűbb berendezéseknél tanultak értelemszerű alkalmazásával határozzuk meg. A statikus szállítómagasság általában két tagból áll:

$$H_{st} = H_g + H_p$$

A jelleggörbét leíró analitikus függvény pedig:

$$H_{cs} = H_{st} + h' = H_{st} + A \cdot Q^2 \quad \text{alaku}$$

A jelleggörbét a 12. ábra mutatja.

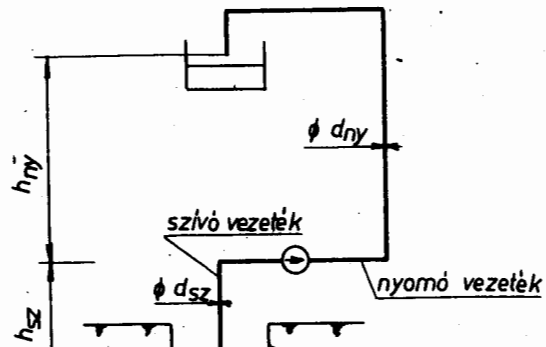


12. ábra

12.3 Csőhálózatok jelleggörbéi

Az egyszerű csővezetékekből - mint alkotórészekből - felépülő berendezéseket csőhálózatoknak nevezzük. Az előző fejezetben megismerkedtünk azokkal a módszerekkel, melyek alapján az egyszerű vezetékek jelleggörbéit meg lehet határozni. Az ott szerzett ismeretek segítségével megtanuljuk azokat a módszereket, melyek alapján a sorba illetve párhuzamosan kapcsolt vezetékek jelleggörbéje meghatározható.

A sorba kapcsolt vezetékre mutat példát a 13. ábrán látható berendezés, melynek segítségével kutból vizet lehet szállítani egy felső tartályba. A szivattyú és a kut közötti vezetékét szívó, a szivattyú és a felső tartály közötti vezetékét nyomó vezetéknek nevezzük. E két vezeték egymással sorba van kapcsolva. Sorba kapcsolt vezetékre az jellemző, hogy a folyadékszállítás az egyes vezetékreszeknél megegyezik, a terhelőmagasságok pedig összegeződnek. Ha külön-külön ismeretes a szívó és a nyomóvezeték



jelleggörbéje, akkor az eredő jelleggörbéje (a csőhálózat jelleggörbéjét) úgy határozzuk meg, hogy az azonos folyadékszállításoknál lévő ordinátaértékeket (terhelőmagasság) összegezzük. Az eredő jelleggörbe meghatározásának módját mutatja a 14. ábra.

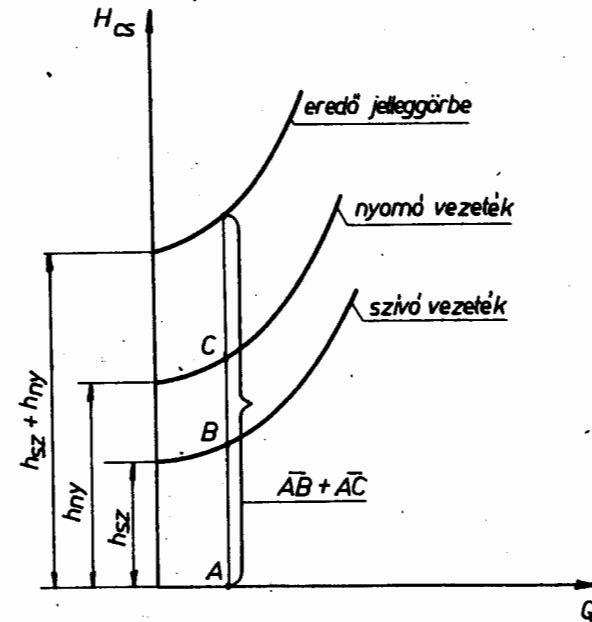
Az eredő jelleggörbe meghatározása párhuzamosan kapcsolt vezetékelnél a következő törvények figyelembevételével történik:

1. / Elágazások és párhuzamos ágak csomópontjába - az anyag megmaradás elve miatt a csomópontban összefutó ágakban - az érkező és távozó vízmennyiségek algebrai összege zérus. (15. ábra).

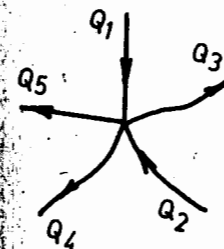
2. / Minden csomópontban csak egyféle nyomás lehet. A fentiek alapján az eredő jelleggörbét úgy lehet megszerkeszteni, hogy az egyes ágak (csőszakaszok) jelleggörbéinek azonos ordináta-magasságához (H_{cs} terhelőmagasság) tartozó folyadékszállítások összegét képezzük az abcisszahosszuságok összegezésével. Párhuzamosan kapcsolt csővezetékerekre mutat példát a 16. ábra ahol a szivattyú egy kutból két tartályba szivattyúzza a vizet. A folyadékszállítás alapján a csőhálózatot 3 részre bontjuk:

- a Q_I folyadékszállítású részt I,
- a Q_{II} " " II,
- a Q_{III} " " III-al jelöljük.

A közös I. szakasz sorba van kötve a II., III. párhuzamosan kötött ággal.

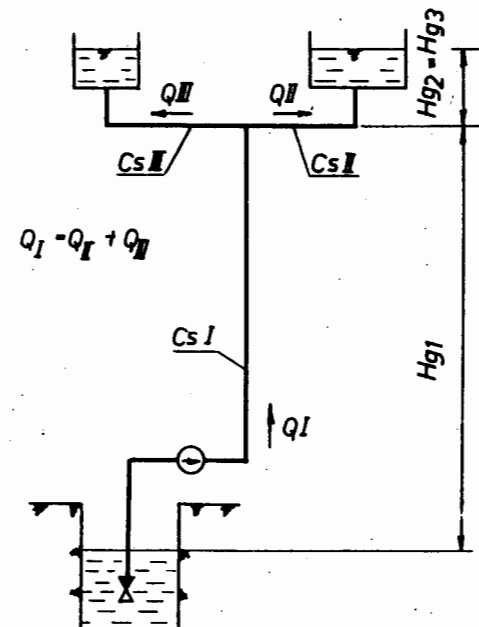


14. ábra



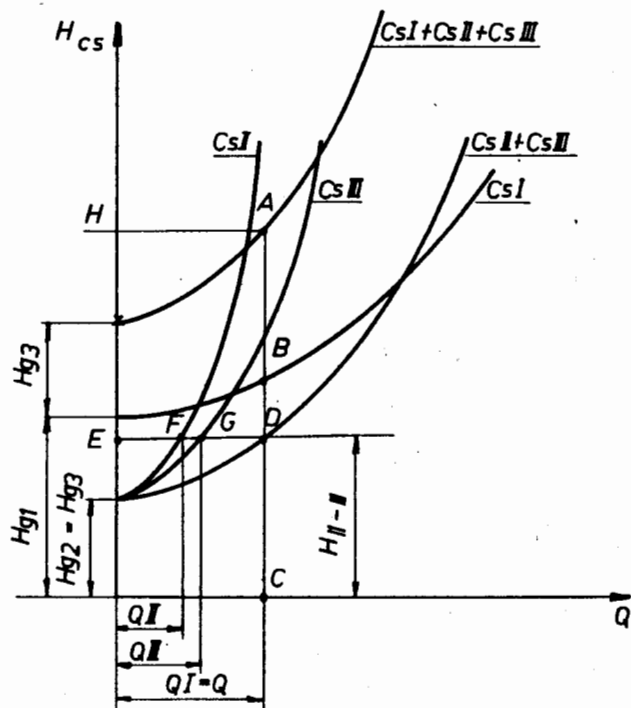
$$Q_1 + Q_2 - Q_3 - Q_4 - Q_5 = 0$$

15. ábra



16. ábra

A csőhálózat eredő jelleggörbéjének megszerkesztését mutatja a 17. ábra. Az eredő jelleggörbe meghatározása a következő lépések alapján történik:



17. ábra

1. / Meghatározzuk külön-külön az I., II., III. ág jelleggörbéjét.

2. / A két párhuzamosan kapcsolt ág (II, III) eredő jelleggörbéjét (II+III) az azonos terhelőmagasságokhoz tartozó folyadékszállítások összegezésével, határozzuk meg. (Pl.: $EF + EG = ED$ szerkesztés eredményeképpen kapjuk a CsII+CsIII. jelleggörbe D pontját.)

3. / A (II+III) párhuzamosan kapcsolt ág sorba van kötve az I. ággal. Az eredő jelleggörbét (I+II+III) ugy szerkesztjük meg, hogy az azonos folyadékszállításoknál lévő terhelőmagasságokat összegezzük (Pl.: $CB+CD = CA$ szerkesztés eredményeképpen kapjuk az eredő jelleggörbe A pontját; értelemszerűen $AB = CD$)

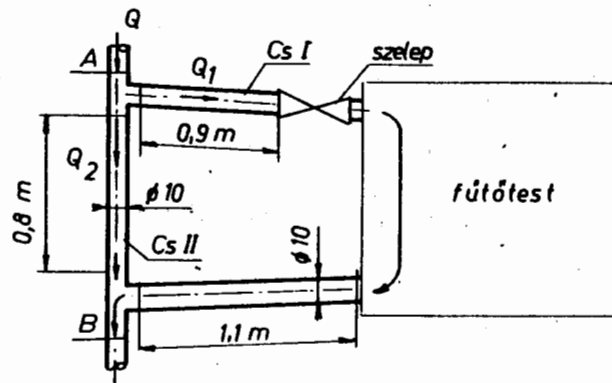
A csőhálózat jelleggörbéjének ismeretében a következőket lehet meghatározni: Ha pl. a szivattyu szállítómagassága az ábrán bejelölt H értékű akkor a szivattyu a csőhálózatban Q folyadékmennyiséget tud szállítani. A II-III csomópontba is ez a vízmennyiség érkezik.

A Q -áll folyadékszállítás vonala a II-III párhuzamosan kapcsolt ág jelleggörbéjét a D pontban metszi el. A D pontból húzott vízszintes vonal a II., illetve III. ág jelleggörbéjét, F és G. pontban metszi el. A csomópontban a terhelőmagasság értéke H_{II-III} . A II. ágon az F pont által; a III. ágon pedig a G pont által meghatározott Q_{II} illetve Q_{III} folyadéktérfogat fog időegységenként áramolni. (A II. ág folyadékszállítása Q_{II} , a III. ág folyadékszállítása Q_{III} lesz.)

Természetesen: $Q_{II} + Q_{III} = Q$, hisz a II-III. jelleggörbét így szerkesztettük meg.

Példa

Határozzuk meg a 18. ábrán felvázolt keringtető berendezés eredő jelleggörbéjét és az egyes ágak folyadékszállítását 1/6-ban!



18. ábra

Szivattyuval biztosítjuk, hogy az A és B-vel jelölt pontok között $0,15$ mkp/kp energiakülönbség van. (A berendezés a Központi fűtés c. tárgyban ismertetésre kerülő egycsöves fűtés része). A csőszűrlődési tényező értéke $\lambda = 0,03$.

A berendezésrész terhelőmagasságának $H_{cs} = 0,15$ (mkp/kp = m) értékűnek kell lennie.

A keringtetési feladatnál a statikus szállítómagasság: $H_{st} = 0$.

A csőhálózat veszteségmagassága: h'

A terhelőmagasság értéke: $H_{cs} = h'$

Először külön-külön meghatározzuk a párhuzamosan kapcsolt két ág jelleggörbáját.

I. ág jelleggörbéjének meghatározása

Az I. ág a következő részekből áll: T elágazás $\xi = 1,5$ $l = 0,9$ m hosszú $d = 10$ mm belső átmérőjű egyenes cső, szabályozószelep $\xi = 8$, fűtőtest $\xi = 3$, $l = 1,1$ m hosszú egyenes cső, T egyesítés $\xi = 1$.

Felvesszünk egy Q_1 folyadékmennyiséget és meghatározzuk az I. ág surlódási veszteségmagasságát.

A tetszőleges folyadékmennyiség: $Q_1 = 150$ l/perc.

A folyadék sebessége:

$$C = \frac{Q_1}{F} = \frac{0,15}{\frac{3600 \cdot 0,01^2 \pi}{4}} = 0,53 \text{ m/sec.}$$

A vezeték rész veszteségmagassága, amely egyenlő a terhelőmagassággal a $Q = 150$ l/perc folyadékszállításnál:

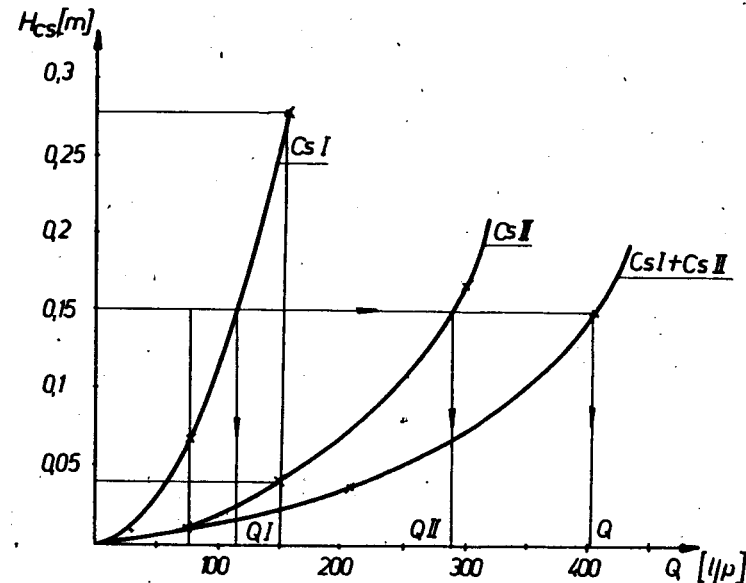
$$H_{cs} = h' = \frac{C^2}{2g} \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right)$$

$$\sum \xi = 1,5 + 8 + 3 + 1 = 13,5$$

$$l = 2 \text{ m}$$

$$H_{cs} = \frac{0,53^2}{2 \cdot 9,81} \left(0,03 \frac{2}{0,01} + 13,5 \right) = 0,278 \text{ m}$$

A jelleggörbét az előző fejezetben tanultak alapján a 19. ábrán szerkesztettük meg.



19. ábra

II. ág jelleggörbéjének meghatározása

A II. ág a következő részekből áll: T átmenet $\xi = 0,1$, $l = 0,8$ m $d = 10$ mm átmérőjű egyenes szakasz, T ellenáram $\xi = 0,4$.

Az ág jelleggörbéjének megszerkesztésénél ugyanúgy járunk el mint az I. ág jelleggörbéjének meghatározásakor. Mindkét ágban a cső-átmérők megegyeznek, ezért célszerű meghagyni tetszőleges pontnak a $Q = 150$ l/perc folyadékszállításnak megfelelő pontot, mert így a sebességet nem kell újra kiszámolni.

A II. ág terhelőmagassága $Q = 150$ l/perc, folyadékszállításnál:

$$H_{cs} = h' = \frac{0,53^2}{2 \cdot 9,81} \left(0,03 \frac{0,8}{0,01} + 0,5 \right) = 0,0413 \text{ m}$$

A jelleggörbét szintén a 19. ábrán szerkesztettük meg. Az eredő jelleggörbét úgy kapjuk meg, ha a két ág jelleggörbéjének állandó terhelőmagasságához tartozó folyadékszállításait összegezzük. (19. ábra).

A $H_{cs} = 0,15$ m terhelőmagasság vonalát behuzva a diagramba, az I; illetve II. jelű jelleggörbén a metszéspontok meghatározzák az egyes ágak folyadékszállítását: $Q_I = 114$ l/p $Q_{II} = 290$ l/p.

E példa kapcsán felmerülhet az a kérdés, hogy milyen módon tudnánk megváltoztatni az egyes ágak folyadékszállítását, ha a $H_{cs} = H$ érték változatlan. Hogyan tudnánk azt elérni, hogy a fűtőtest I. áramkörében kevesebb folyadék áramoljon. Az I. ágban áramló vízmennyiség szabályozására szolgál a berendezésbe épített szelep.

2. Szivattyúk

A szivattyu gyűjtőneve azoknak a folyadékot szállító munkagépeknek, amelyek a folyadék munkaképességét (energiáját) növelik, miközben más energiafélét - mechanikai munkát gőz, gáz, villamos energiát - fogyasztanak. Az ipar minden területén alkalmazzák a szivattyukat. A széles felhasználási terület és a sokféle különböző igény miatt az eddig gyártott szivattyúk működési elve, szerkezeti felépítése igen változatos. A következő fejezetben megismerjük azokat a jellemzőket, mely alapján valamely szivattyu tulajdonságait és egy-egy területen való felhasználhatóságát el lehet dönteni.

2.1 Szivattyúk üzemi jellemzői

A szivattyu üzemi jellemzői azok az adatok és összefüggések, amelyek a szivattyu üzemi tulajdonságait tükrözik. Ezen adatokat célszerű minden egyes szivattyu beépítésekor figyelembe venni. Szivattyu önmagában elszigetelten soha nem fordul elő, hanem mindig hajtógéppel csővezetékkel, csőelzáró és szabályozó szerkezetekkel beépítve különféle folyadékok szállításakor kerül felhasználásra. Ezek a külső jellemzők. A szivattyu hidraulikus kialakítása szerkezeti anyagai, felépítése és az ezekből következő energetikai jellemzők a belső jellemzők. Szűkebb értelemben az energetikai jellemzőket, ill. ezek összetartozó értékeit: a jelleggörbéket nevezzük üzemi jellemzőknek.

2.1.1 Külső jellemzők

Ide tartozik a szállított folyadék vegyi, biológiai és fizikai jellemzői:

kémiai összetétel
kémhatás
vegyi szennyezettség, stb
mérgező

robbanásveszélyes, stb.
 a folyadék hőmérséklete
 fajsulya
 viszkozitása
 telített gőzének nyomása
 szennyezettsége
 mechanikai koptatóhatása stb.

A külső jellemzőkhöz soroljuk a szivattyutelep elhelyezkedéséből és a kapcsolódó berendezésből adódó jellemzőket is. E jellemzőket részletesebben megvizsgáljuk.

A folyadékszállítás függvényében ábrázolt terhelőmagasság, a berendezés vagy csőhálózat jelleggörbéje, meghatározza, hogy különböző folyadékszállításoknál ideális esetben milyen szállítómagassággal kell rendelkeznie a szivattyunak. Abban az esetben, ha a szivattyu szállítómagassága kisebb a terhelőmagasságnál, akkor a kívánt folyadékszállítás nem valósul meg.

A szivattyu nevében is benne van a szivás fogalma. A szivással való folyadékszálítást az emberiség már régóta ismeri. Ilyen módon emelték ki a bort a hordóból a szájjal megszívott cső segítségével. Igen mély kútból azonban még szivattyu segítségével sem tudták a vizet felszívni és így vált világossá az, hogy tulajdonképpen nem szivjuk, hanem a környező légnyomás nyomja fel a folyadékot abba a térbe, ahol szivással kisebb nyomást létesítettünk. Felmerül a kérdés, hogy milyen magasságra képes a légköri nyomás a vizet felnyomni.

Azt a magasságot, melyre a légköri nyomás - ideális esetben - valamely folyadékot képes felnyomni légköri nyomásmagasságnak nevezzük és B -vel jelöljük. A légköri nyomás szokásos értéke $P_0 = 10000 \text{ kp/m}^2$

Víz esetén a légköri nyomásmagasság értéke:

$$B = \frac{P_0}{\gamma} = \frac{10000}{1000} = 10 \text{ m}$$

ahol $\gamma = 1000 \text{ kp/m}^3$ a víz fajsulya.

A tengerszint felett minél magasabbra megyünk, annál kisebb a B légköri (vagy mivel barométerrel mérjük: baromatikus) nyomásmagasság. A tengerszint feletti magasságot H_T (m) jelöljük.

Az alábbi táblázat a tengerszint feletti magasságfüggvényében mutatja a légköri nyomásmagasság értékét víz, illetve higany magasságban.

H_T (m)	0	500	1000	1500	2000	2500
B (m)	10,3	9,7	9,2	8,6	8,1	7,5
B (Hgommm)	760	715	675	635	597	532

Minél magasabban van tehát a szivattyutelep, annál kisebb mélységből képes a szivattyu a vizet felszívni. A légköri nyomás ingadozását (az időjárás miatt) el szokás hanyagolni. Természetesen a tényleges szívómagasság a mindig fellépő veszteségek és a későbbiekben tárgyalt okok miatt ennél kisebb értékű. A 20. ábrán felvázolt berendezéseknél egy szivattyu két nyitott tartály között szállítja a vizet. A felrajzolt esetekben a szivattyu helyzete a víznivóhoz képest különböző:

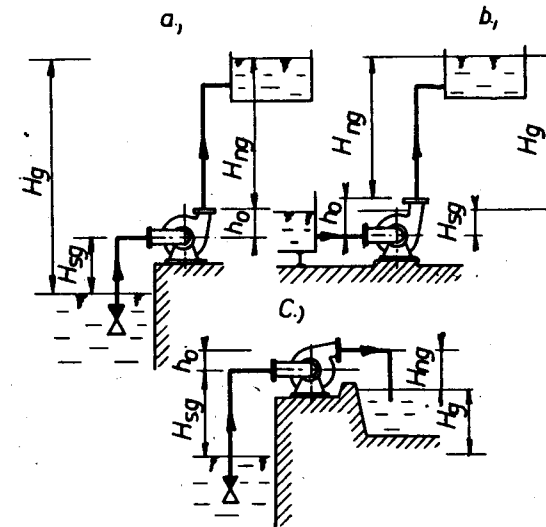
- a/ szívó-nyomó
- b/ nyomó, átnyomó
- c/ átemelő

A felvázolt berendezésekhez kapcsolódva, a következő szivattyutelepi jellemzőket szokták még meghatározni:

H_{ng} (m) statikus nyomómagasság, vagy geodétikus nyomásmagasság a szivattyu nyomócsenk középvonala és a felvítettükör közti magasságkülönbség. (20. ábra).

H_g (m) Geodetikus szállítómagasság a folyadékszállítás kezdő és végpontja közt mérhető magasságkülönbség.

$H_g = H_{ng} + H_{sg} + h_o$ (20. ábra) (hozzáfolyás esetén H_{sg} negatív és H_{ng} -ből levonjuk (20. b ábra).

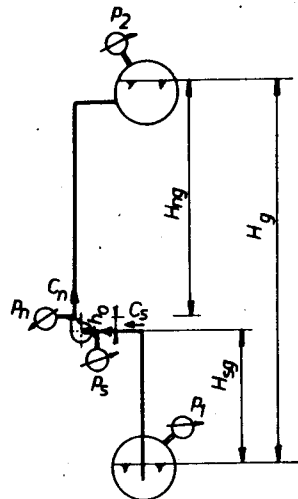


20. ábra

A statikus szívó és nyomómagasság
 a/ szívó-nyomó, b/ nyomó, átnyomó, c/ átemelő

2.1.2 Szivattyú jellemzők (belső jellemzők)

A belső jellemzők értelmezése céljából a 21. ábrán felvázoltunk két zárt tartály közt üzemelő szivattyút. E berendezéshez kapcsolódva fogjuk ismertetni a különböző szivattyújellemzőket.



21. ábra

A Bernoulli-egyenlet az ideális folyadék munkaképességének állandóságát fejezte ki veszteségmentes áramlás esetén. Ez az egyenlet arra nézve is felvilágosítást adott, hogy az áramló folyadék milyen energiákat, illetve munkavégző képességet rejthet magában. A folyadék súlyegységének teljes munkaképessége a fentiek szerint

$$e = \frac{c^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + h$$

illetve

$$e = hc + hp + h$$

ahol

$$hc = \frac{c^2}{2g} \text{ és } hp = \frac{p}{\gamma}$$

Az un. sebességmagasság (az 1 kp súlyú folyadék kinetikai energiája), illetve a nyomásmagasság (az a munka, amit 1 kp súlyú folyadék p nyomás hatására tudna elvégezni), végül az egyenlet harmadik tagja h , a folyadék súlyegységének helyzeti energiája.

Amint már többször megállapítottuk, a szivattyú a szállított folyadék munkaképességét növeli. A szivattyú által a folyadéknak átadott munkaképességet manometrikus szállítómagasságnak, vagy röviden szállítómagasságnak nevezzük.

A 21. ábrán felvázolt berendezésnél a szivattyú szivócsónkján a folyadék sebessége c_s , nyomása p_s és az alvízszint fölött H_{sg} magasságban van a szivócsónk. A szivó- és nyomócsónk csatlakozó karimáinak középpontja közt mért magasságkülönbség h_0 (m). A nyomócsónkban a folyadék nyomása p_n , sebessége pedig c_n .

A folyadék súlyegységének teljes munkaképessége a szivócsónkban:

$$e_s = \frac{c_s^2}{2g} + \frac{p_s}{\gamma} + H_{sg};$$

hasonlóan a nyomócsónkban, ahol a folyadék elhagyja a szivattyút:

$$e_n = \frac{c_n^2}{2g} + \frac{p_n}{\gamma} + (H_{sg} + h_0)$$

A szivattyú manometrikus szállítómagassága a nyomócsónkban és a szivócsónkban levő folyadék energiataralmának különbsége:

$$H = e_n - e_s = \frac{c_n^2 - c_s^2}{2g} + \frac{p_n - p_s}{\gamma} + h_0$$

illetve a

$$h_c = \frac{c_n^2 - c_s^2}{2g}; \quad h_p = \frac{p_n - p_s}{\gamma} \quad \text{jelöléseket}$$

bevezetve

$$H = h_c + h_p + h_0$$

Ha a szerkezeti megoldás olyan, hogy a szivattyú szivó- és nyomócsónkja azonos magasságban van, akkor természetesen $h_0 = 0$. Eltekintve azonban az igen kis szállítómagasságú gépektől, a h_0 értéke h_p mellett általában mindig elhanyagolható.

Ha a szivócsónk és a nyomócsónk keresztmetszete megegyezik, akkor folytonosság tétele értelmében a szivó, illetve a nyomócsónkban lévő sebességek értékei is megegyeznek.

$$(f_s = f_n; \quad f_s \cdot c_s = f_n \cdot c_n)$$

Ilyenkor $c_s = c_n$ és így $h_c = 0$

Szokásos a szivattyú manometrikus szivómagasságáról, illetve manometrikus nyomómagasságáról is beszélni. A szivattyú manometrikus szivómagassága: H_{sm} (m) a B légköri nyomásmagasság és a szivattyú szivócsónkján, a járókerék előtt mérhető legkisebb p'_s abszolút nyomásból számított nyomásmagasság különbsége, a szállított folyadék oszlopmagasságával kifejezve:

$$H_{sm} = B - \left(\frac{p'_s}{\gamma} \right)$$

Hozzáfolyás $\left(\frac{ps'}{\gamma} > B\right)$ esetén negatív.

A szivattyú manometrikus nyomómagassága: H_{nm} (m) a szivattyú nyomócsonkján mérhető p_n nyomásból számított nyomásmagasság és a B légköri nyomásmagasság különbsége, a szállított folyadék méterben mért oszlopmagasságával kifejezve:

$$H_{nm} = \frac{P_n}{\gamma} - B.$$

Szifonos átemelő telepek esetén $\frac{P_n}{\gamma}$ B-nél kisebb is lehet, ilyenkor értéke negatív;

A szállítómagasság, egy adott szivattyúnál nem állandó, hanem az üzemi jellemzőktől; a szivattyú n fordulatszámától és legtöbb esetben a Q hasznos folyadékszállítástól is függ.

A Q hasznos folyadékszállítás alatt a szivattyú nyomó csonkján időegység alatt kinyomott folyadéktérfogatot értjük. Mint minden munkagépnél úgy a szivattyúnál is értelmezzük az ún. "hasznos" teljesítményt és a szükséges vagy motorteljesítményt (a hajtáshoz szükséges teljesítmény a szivattyú tengelyén).

A szivattyú hasznos teljesítményét az időegység alatt szállított folyadék súlya és a H manometrikus szállítómagasság határozza meg. A szivattyú által 1 másodperc alatt szállított folyadék súlya megszorozva a folyadék sulyegységével közölt energiával (H-val) adja a szivattyú hasznos teljesítményét mkp/s-ban.

Ha a folyadékszállítást $\left(Q \frac{m^3}{s}\right)$ megszorozzuk a folyadék faj-súlyával $\left(\gamma \frac{kp}{m^3}\right)$ megkapjuk az 1 másodperc alatt szállított folyadék sulyát $\left(\frac{kp}{s}\right)$.

Az előzőek alapján a szivattyú hasznos teljesítménye:

$$P_h = Q \cdot \gamma \cdot H \quad [mkp/s]$$

illetve figyelembe véve, hogy $102 \text{ mkp/s} = 1 \text{ kW}$

és $75 \text{ mkp/s} = 1 \text{ LE}$

$$P_h = \frac{Q \left[\frac{m^3}{s}\right] \cdot \gamma \left[\frac{kp}{m^3}\right] \cdot H [m]}{102} \quad [kW]$$

vagy

$$P_h = \frac{Q \left[\frac{m^3}{s}\right] \cdot \gamma \left[\frac{kp}{m^3}\right] \cdot H [m]}{75} \quad [LE]$$

A hasznos teljesítmény természetesen mindig kisebb, mint a szükséges motorteljesítmény, mivel a hajtómotor teljesítményének a szivattyú veszteségeit is fedeznie kell.

A szivattyú teljes hatásfokának (összhatásfokának) bevezetésével a szükséges motorteljesítmény vagy összes teljesítmény (P_{δ})

$$P_{\delta} = \frac{Q \cdot \gamma \cdot H}{102 \cdot \eta} \quad [kW]$$

$$\text{illetve } P_{\delta} = \frac{Q \cdot \gamma \cdot H}{75 \cdot \eta} \quad [LE]$$

alakban írható fel.

Az η hatásfok a tengelyen bevezetett hajtóenergia hasznosítási foka, melyet részletesebben a későbbiek során tesszük vizsgálat tárgyává.

$$\eta = \frac{P_h}{P_{\delta}}$$

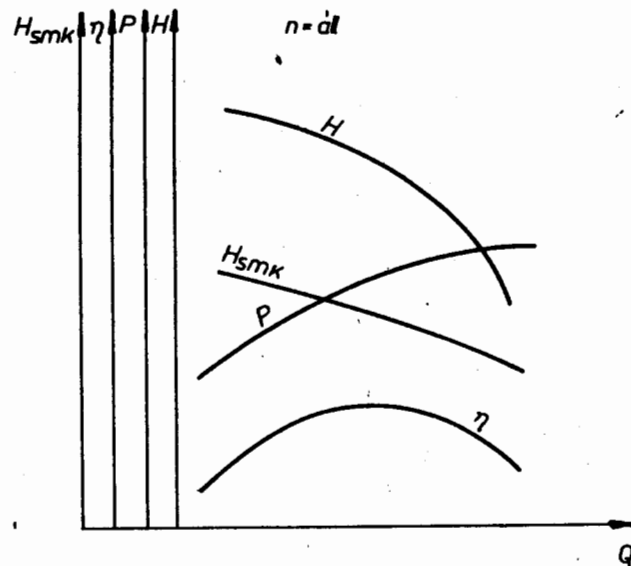
A hatásfok és a hasznos teljesítmény is függ a folyadékszállítástól.

Az üzemi jellemzőknek: szállítómagasság, hasznos teljesítmény, szükséges motorteljesítmény, és a későbbiekben ismertetésre kerülő szivóképességnek a folyadékszállítás függvényében való változását diagramban szokták megadni. A diagramban felrajzolt görbéket a szivattyú jelleggörbéinek nevezik (22. ábra).

A jelleggörbék vizsgálatával és felhasználásukkal a szivattyúk működési elvének és szerkezeti felépítésének ismertetése után részletesen foglalkozunk.

2.2 A szivattyúk osztályozása

A szivattyúkat számos szempont szerint osztályozzák: működési elvük, szerkezetük, a szállított anyag, a szivattyúk jellemzői (nyomás, szállítómagasság, folyadékszállítás, stb.) alapján.



22. ábra

2.2.1 Működési elv és szerkezet szerinti osztályozás

Térfogatkiszorítás elvén működő, ún. volumetrikus szivattyúk. Forgásbahozott testekben végbemenő energiaátadással (áramlástechnikai elveken) működő ún. örvény- vagy turbina szivattyúk. Egyéb különböző fizikai elvek alapján működő szivattyúk.

2.2.1.1 Volumetrikus szivattyúk

A térfogatkiszorítás elvén működő szivattyúk működése térfogatváltozáson alapul. Körülhatárolt térben mozgó szerv váltakozva növekvő és csökkenő térfogatu teret létesít, aminek következtében a szállított folyadék oda beszívódik, majd onnan kiszorul. Minden térfogatkiszorítással működő szivattyúnak öt alapvető elemet kell tartalmaznia: 1. a kiszorító elem (meghatározott vagy változó területű felület, amely meghatározott vagy változó keresztmetszetű csatornában mozog). 2. szerv a folyadék csatornába bocsátására, 3. szerv, melyen át a folyadék a csatornából eltávozik. 4. szerv a beömlés és kiömlés egymástól való eltömítésére. 5. szerv a kiszorító elem kivonására a működésből. Ezek az alapvető elemek szükségesek és elegendők is ahhoz, hogy kiszorítással működő szivattyuzó hatást érjünk el.

A szivattyuzás a következőképpen zajlik le:

- a/ A folyadék beömlik abba a térbe, amely a kiszorító elem mozgásának következtében állt elő.
- b/ A folyadék az előbbi térbe bezáródik és a beömlési helyről a kiömlési helyre szorul.
- c/ A folyadék a kiszorító elem közbejöttével kinyomódik a kiömlőnyíláson.

A térfogatkiszorításos szivattyúk folyadék szállítása az előbbieknél következtében szakaszos, azonban több váltakozva szűkülő és bővülő teret párhuzamosan kapcsolva a szállítás eléggé egyenletessé tehető.

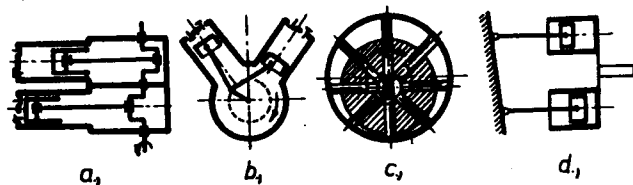
Térfogatkiszorítással működő szivattyút sokféle szerkezettel készítenek. Osztályozásukat célszerű a kiszorító elem mozgása alapján végezni. Ily módon ezek a szivattyúk négy csoportba sorolhatók.

1. / A kiszorító elem egyenes vonalú lengőmozgást végez, ebbe a csoportba tartoznak a dugattyús szivattyúk és a membrán szivattyúk.
2. / A kiszorító elem forgó- lengő mozgást végez, ebbe a csoportba az ún. forgó lengő dugattyús szivattyúk tartoznak, mint pl. a szárnyszivattyúk.
3. / A kiszorító elem forgómozgást végez. Ezek a szivattyúk további két csoportra oszthatók aszerint, hogy a/ a folyadékszállítás kerületi irányú vagy b/ a folyadékszállítás tengelyirányú.
4. / A kiszorító elem térbeli mozgást végez, szemben az előbbiekkal, ahol síkban mozgott.

A térfogatkiszorítással működő szivattyúkról az előbbi osztályozás alapján az alábbiakban adunk áttekintést.

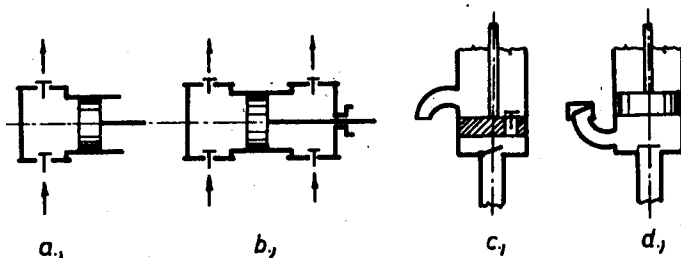
Dugattyús szivattyúk. A térfogatkiszorítás elvén működő szivattyúknak azt a csoportját alkotják, ahol a kiszorító elem (dugattyú) egyenes vonalú, váltakozó irányú mozgást végez.

A dugattyús szivattyúk többféle szempontból osztályozhatók. A hengerek száma szerint egy-, vagy többhengeres dugattyús szivattyúkról beszélhetünk. A hengerek helyzete szerint fekvő és álló, a hengerek elrendezése szerint soros, V-elrendezésű, radiális (kifelé vagy befelé működő, ún. csillagdugattyús) és axiális (a hengerek henger-, vagy kuppaláston helyezkednek el) dugattyús szivattyúk különböztethetők meg (23. ábra).



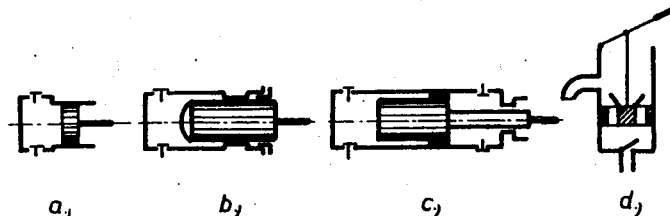
23. ábra
Dugattyus szivattyuk henger elrendezése
a/ soros, b/ V-forma, c/ csillag, d/
axiális

Aszerint, hogy a dugattyunak csak az egyik vagy mindkét oldala vesz részt a szivattyúzásban, egyszeres, ill. kétszeres működésű a szivattyú. Ezenkívül (főleg kézi hajtású szivattyúknál) szívó- emelő és szívónyomó szerkezetek lehetségesek. (24. ábra).



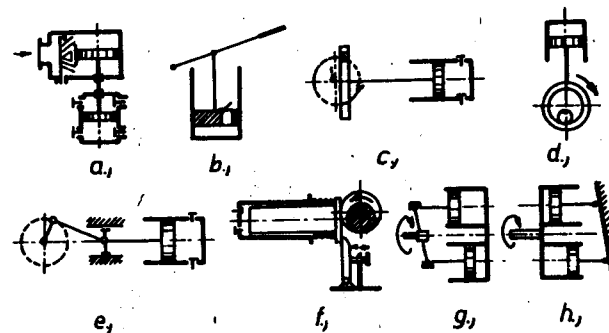
24. ábra
Hengerek osztályozása
a/ egyszeres működésű, b/ kétszeres működésű,
c/ szívó - emelő, d/ szívó - nyomó

A dugattyú alakja szerint tárcsás-dugattyú, buvárdugattyú, lépcső-dugattyú és szelepes-dugattyú kivitelek különböztethetők meg (25. ábra).



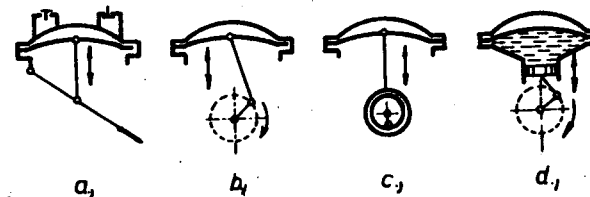
25. ábra
Dugattyúk kiviteli formái
a/ tárcsás, b/ buvár, c/ lépcsős, d/ szelepes

A dugattyú mozgatása közvetlenül gőzzel vagy gázzal vagy közvetett módon mechanikusan - kézi emelő, rudazat, kulisszás hajtómű, excenter, forgattyús hajtómű, bütyök, ferde bolygó tárcsa vagy ferde álló tárcsa és forgó hengerek (utóbbiak axiáldugattyús szivattyúknál) közvetítésével - lehetséges (26. ábra).



26. ábra
Dugattyúk mozgatása
a/ közvetlen dugattyús erőgéppel, b/ kézi emelő, c/ kulissza, d/ excenter, e/ forgattyús hajtómű, f/ bütyök, g/ ferde bolygótárcsa, h/ ferde állótárcsa és forgó hengerek.

Membránszivattyúk. A térfogatkiszorítás elvén működő szivattyúknak azt a csoportját alkotják, ahol a kiszorító elemet hajlékony membrán képezi. A membránnal csak kis löketek valósíthatók meg. Osztályozhatók a munkaterek száma szerint: egy, két, három stb. munkateres membránszivattyúk. A munkaterek helyzete szerint fekvő és álló elrendezésű membránszivattyúk különböztethetők meg. A membránok mozgatása szerint kézi emelő-, rudazatos-, forgattyús-, excenteres-, és bütykös hajtás lehetséges. A membránok ezenkívül folyadéknyomással vagy sűrített levegővel is működtethetők (27. ábra).



27. ábra
Membránszivattyúk mozgatása
a/ kézi emelő - rudazatos, b/ forgattyús,
c/ excenteres, d/ folyadékáttételes

Forgó-lengő dugattyus szivattyúk. A térfogatkiszorítás elvén működő szivattyúknak az a csoportja, ahol a kiszorító elem változó irányú forgó-lengő mozgást végez. Ebbe a csoportba tartozik a kézi hajtású szárnyszivattyú, melyben körkeresztmetszetű csatornában ide-oda lengő, szeleppel ellátott sík lapok alkotják a kiszorító elemet (28. ábra).



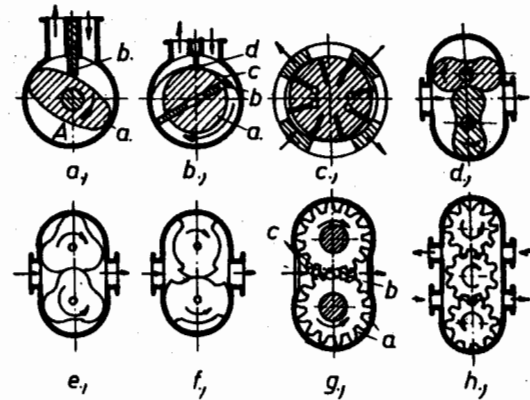
28. ábra

Forgó kiszorító elemmel működő szivattyúk. A térfogatkiszorítás elvén működő szivattyúknak az a csoportja, ahol a kiszorító elemek forgómozgást végeznek. Két főcsoportra oszthatók aszerint, hogy a folyadékcszállítás kerületi irányú, ill. tengelyirányú. A kerületi irányban szállító szivattyúk további két csoportra oszthatók aszerint, hogy a kiszorító elem koncentrikusan, ill. excentrikusan van elhelyezve.

A kerületi irányban szállító, koncentrikusan elhelyezett kiszorító elemmel dolgozó szivattyúk további két alcsoportra bonthatók, aszerint, hogy azok egy vagy több forgórészsel készülnek. Az egyetlen koncentrikus forgórészsel készülő szivattyúk nagyszámu kialakítása közül a zárótolattyús és a forgótolattyús - más néven repülő lapátos, vagy lamellás - szivattyúk a leggyakoribbak. (A forgórészben sugárirányban elhelyezett és sugárirányban elmozduló lapátok helyett görgőket is használnak.)

A két forgórészes, koncentrikusan elhelyezett kiszorító elemű szivattyúk csoportjába tartoznak a külsőfogazású fogaskerekek felhasználásával készített fogaskerékszivattyúk (29. ábra). Ezek a fogaskerekek fogszáma szerint is osztályozhatók mint kis fogszámu és nagyobb fogszámu fogaskerekekkel készülő szivattyúk. A két- és kis fogszámu fogaskerekek alakja eltér a szokásos fogaskerék alaktól, ilyenkor a fogaskerekek ún. "piskóta alakúak". Ezeket forgódugattyús szivattyúknak is nevezik. A fogaskerekek száma rendszerint kettő, azonban ennél több fogaskerékkal is készíthetők. Ezek alkotják a többforgórészes szivattyúk csoportját. Utóbbiaknál a folyadékáramlás is több ágban megy végbe. A szállítás iránya szerint egy vagy mindkét irányban szállító szivattyúkat különböztetünk meg. A fogaskerékszivattyúk ezenkívül több fokozatban is készíthetők.

Az excentrikusan elhelyezett, egy kiszorító elemmel készülő szivattyúk között az excentrikus forgótolattyús, az excentrikus forgórészű zárótolattyús, az excentrikus hajtású központos kettős forgótolattyús, a bolygó- vagy gördülődugattyús és az excentrikus két forgórészes szivattyúk különböztethetők meg. Utóbbiak csoportjába tartoznak az ún. belsőfogazású fogaskerékszivattyúk, ahol koncentrikusan elhelyezett belső (hajtott) kerékhez kívülről excentrikusan elhelyezett



29. ábra

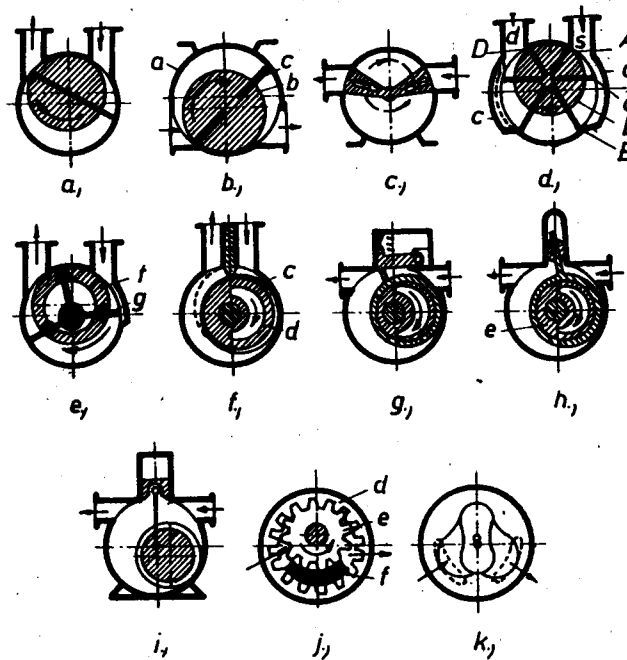
Forgódugattyús szivattyúk központos forgóelemmel

a/ egyforgórészes zárótolattyús, b/ egyforgórészes forgótolattyús, c/ egyforgórészes repülőlapátos, d/ kétforgórészes (piskótafogazás) e/ kétforgórészes háromfogu fogaskerekes, f/ kétforgórészes hosszú tömítőfelületű fogazatú, g/ fogaskerékszivattyú, h/ több forgórészes fogaskerékszivattyú.

belső fogazású fogaskerék kapcsolódik (30. ábra). A tengelyirányban szállító, kiszorítással működő szivattyúk csoportjába a csavarszivattyúk tartoznak (31. ábra) Ezek tovább osztályozhatók. Lehetnek egy-, két-, és háromcsavarorsós szivattyúk. A folyadék átömlesztésének iránya szerint lehetnek egyirányú és kettős átömlesztésű (ellenáramlású) szivattyúk. Az egyorsós szivattyúk háza rendszerint gummi, vagy gumibevonatu. A kétorsós csavarszivattyúk egyes fajtáinál a két csavar együttforgását külön fogaskerekek biztosítják, míg a háromorsós szivattyúknál, ahol rendszerint egy nagyobb átmérőjű orsóhoz két kisebb átmérőjű, ún. tömítőorsó csatlakozik, az együttforgást biztosító fogaskerekekre nincs szükség.

Térbeli mozgást végző, kiszorító elemmel működő szivattyúk

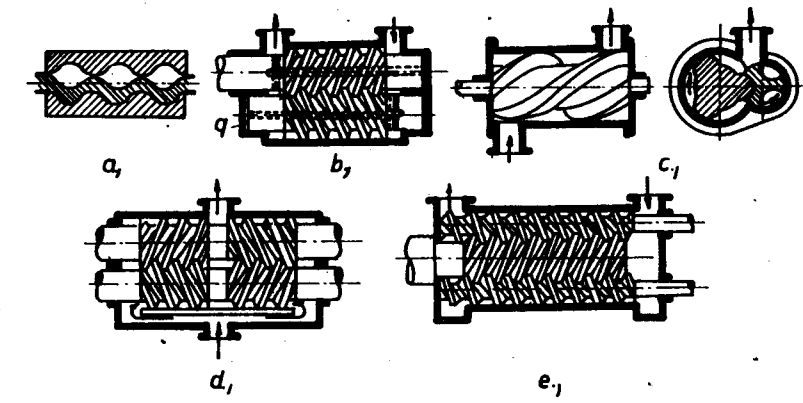
A kiszorító elemek legtöbbször gömb vagy kup felülettel határolt térben egy fix pont körüli térbeli mozgást végeznek. Szerkezetük hasonlít a kardáncsuklókhöz, ezért sokszor kardáncsuklós szivattyúknak is nevezik őket. Másik csoportjuk az ún. ferdepályás mechaniz-



30. ábra

Ház furatához képest külpontos hajtással vagy forgóelemmel működő forgódugattyus szivattyúk a/ excentrikus forgótalattyus, b/ excentrikus forgórészű zárótalattyus, c/ excentrikus hajtású központos kettős forgótalattyus, d/ excentrikus forgórészű repülőlapátos, e/ excentrikus hengerhajtású három forgótalattyus, f/ excentrikus forgórészű zárótalattyus, g/ excentrikus forgórészű körszelettalattyus, h/ excenteres hajtású bolygódugattyus záróhengerrel, i/ excenteres hajtású bolygódugattyus csuszótalattyuval, j/ excenterikus belsőfogazású fogaskerékszivattyú álló tömítőlapáttal, h/ excentrikus piskóta belsőfogazású fogaskerékszivattyú.

musok. Hengeres forgórészben elhelyezett lapátok tengelyirányú csuszó mozgást végeznek. Ritkán alkalmazzák ezeket a szivattyúkat.



31. ábra

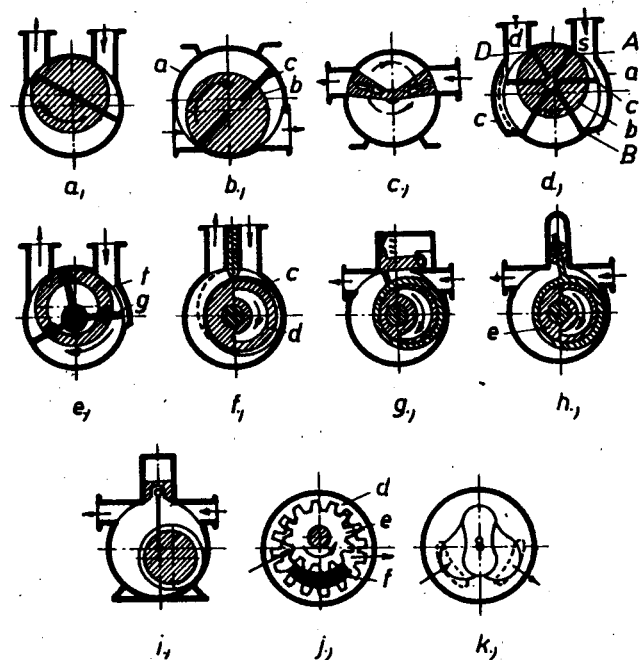
Csavarszivattyúk kiviteli formái a/ egyorsós, b/ kétorsós, c/ kétorsós (főorsó, tömítőorsó), d/ kétorsós ellenáramlású, e/ háromorsós (főorsó, két tömítőorsó)

2.2.1.2 Forgásbahozott testekben végbemenő energiaátadással működő szivattyúk

A forgásbahozott testekben végbemenő energiaátadással működő szivattyúknál az energiaátalakulás egy vagy több, lapátokkal ellátott forgó kerékben, az ún. járókerékben megy végbe. A lapát közötti, folyadékkal megtöltött terekből forgás közben a folyadék örvényszerűen távozik, ezért nevezik örvényszivattyúnak. A folyadék szívócsövön át a forgástengely irányában jut a járókerékbe, mely a folyadékot gyorsítja (sebességi energiáját növeli) és sugárirányban juttatja a járókerékhez csatlakozó nyomótérbe. A nyomótér kiképzése gyűrű alakú gyűjtőtér, spirálház vagy csigaház, ferde-, ill. tengelyirányú csőszerű (körteszerű) köpenyes lehet. A nyomótérben a folyadék nyomása sebességi energiájának rovására megemelkedik.

Az örvényszivattyúkat osztályozhatjuk: 1. a járókerék kialakítása (azaz a kerékbe belépő és abból kilépő áramlás iránya szerint), 2. járókerék száma és elrendezése (a járókerék sorba vagy párhuzamos kapcsolása), 3. a szivattyutengely térbeli helyzete és a szivattyuházból való kivezetése és 4. a nyomótér kialakítása szerint.

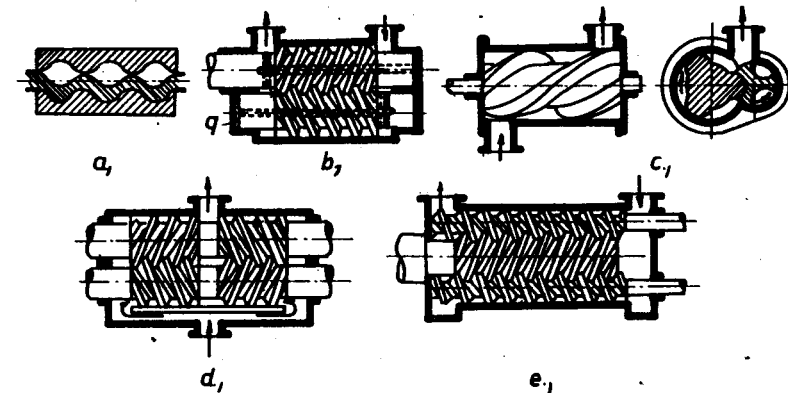
Az örvényszivattyúk nem önfelszívók, azokat indulás előtt folyadékkal kell feltölteni vagy a szívócső végéhez erősített visszacsapó szeleppel (un. lábszeleppel) kell arról gondoskodni, hogy a szivattyú megállása után folyadékkal megtöltött állapotban maradjon. Nagy szivattyúk megtöltését folyadékkal légszivattyú vagy az első fokozat folyadékszint alá merítésével maga a szivattyú végzi.



30. ábra

Ház furatához képest külpontos hajtással vagy forgóelemmel működő forgódugattyus szivattyúk a/ excentrikus forgótollattyus, b/ excentrikus forgórészű zárótollattyus, c/ excentrikus hajtású központos kettős forgótollattyus, d/ excentrikus forgórészű repülőlapátos, e/ excentrikus hengerhajtású három forgótollattyus, f/ excentrikus forgórészű zárótollattyus, g/ excentrikus forgórészű körszelettolattyus, h/ excenteres hajtású bolygódugattyus záróhengerrel, i/ excenteres hajtású bolygódugattyus csuszótollattyuval, j/ excentrikus belsőfogazású fogaskerékszivattyú állító tömítőlapáttal, h/ excentrikus piskóta belsőfogazású fogaskerékszivattyú.

musok. Hengeres forgórészben elhelyezett lapátok tengelyirányú csuszó mozgást végeznek. Ritkán alkalmazzák ezeket a szivattyúkat.



31. ábra

Csavarszivattyúk kiviteli formái

a/ egysorsós, b/ kétsorsós, c/ kétsorsós (főorsó, tömítőorsó), d/ kétsorsós ellenáramlású, e/ háromsorsós (főorsó, két tömítőorsó)

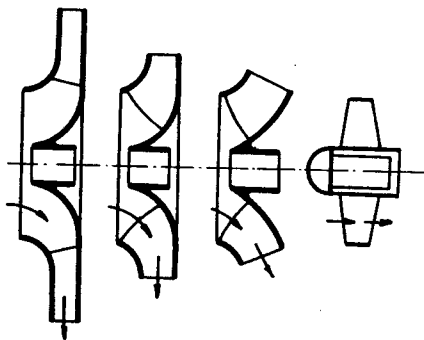
2.2.1.2 Forgásbahozott testekben végbemenő energiaátadással működő szivattyúk

A forgásbahozott testekben végbemenő energiaátadással működő szivattyúknál az energiaátalakulás egy vagy több, lapátokkal ellátott forgó kerékben, az ún. járókerékben megy végbe. A lapát közötti, folyadékkal megtöltött terekből forgás közben a folyadék örvényszerűen távozik, ezért nevezik örvényszivattyúnak. A folyadék szívócsövön át a forgástengely irányában jut a járókerékbe, mely a folyadékot gyorsítja (sebességi energiáját növeli) és sugárirányban juttatja a járókerékhez csatlakozó nyomóterbe. A nyomóter kialakítása gyűrű alakú gyűjtőtér, spirálház vagy csigaház, ferde-, ill. tengelyirányú csőszerű (körteszerű) köpenyes lehet. A nyomóterben a folyadék nyomása sebességi energiájának rovására megemelkedik.

Az örvényszivattyúkat osztályozhatjuk: 1. a járókerék kialakítása (azaz a kerékbe belépő és abból kilépő áramlás iránya szerint), 2. járókerék száma és elrendezése (a járókerék sorba vagy párhuzamos kapcsolása), 3. a szivattyutengely térbeli helyzete és a szivattyuházból való kivezetése és 4. a nyomóter kialakítása szerint.

Az örvényszivattyúk nem önfelszívók, azokat indulás előtt folyadékkal kell feltölteni vagy a szívócső végéhez erősített visszacsapó szeleppel (un. lábszeleppel) kell arról gondoskodni, hogy a szivattyú megállása után folyadékkal megtöltött állapotban maradjon. Nagy szivattyúk megtöltését folyadékkal légszivattyú vagy az első fokozat folyadékszint alá merítésével maga a szivattyú végzi.

A járókerék kialakítása (szerkezete), ill. a folyadéknak a járókerék ből való kilépési iránya szerint a következő típusokat különböztethetjük meg: radiális be- és kiömlésű járókerek, amelyeknél a lapátcsatornába a folyadék sugárirányban lép be és ki. Axiális vagy félaxiális beömlésű és radiális kiömlésű járókerek. A folyadék a járókerékbe tengelyirányban vagy ferdén lép be és sugárirányban ömlik ki. Az eddig felsorolt szivattyúk gyűjtőnéven centrifugál szivattyúk. Félaxiális (ferde) átömlésű kerekben a folyadék a járókerékbe ferde irányban jut és ugyancsak ferde irányban távozik. Axiális (tengelyirányu) átömlésű, szárnylapátos, illetve propeller szivattyúkba a folyadék tengelyirányban lép be a járókerékbe és onnan ugyancsak tengelyirányban távozik (32. ábra).



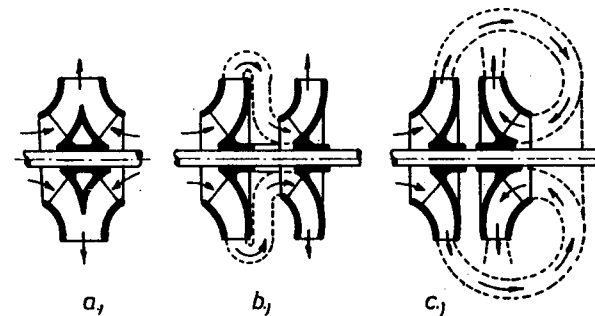
32. ábra

A járókerék száma, elrendezése és kivitele szerint megkülönböztünk egy járókerekű szivattyút (egyfokozatú szivattyúk, ahol egyetlen kerék adja a szükséges szállítómagasságot és folyadékszállítást) és több járókerekű szivattyút. Ezek ismét kétfélek, az- szerint, hogy a szállítómagasságot kell növelni vagy a folyadékmennyiséget. Nagy szállítómagasságok eléréséhez a járókerek egymás után sorba vannak kapcsolva és a folyadék rendszerint vezetőkeréken át jut a következő járókerékbe.

Ezek a többfokozatú vagy turbószivattyúk. Különleges fajtájuk az ellenáramlású szivattyú: két vagy több, sorbakapcsolt járókerék egymásnak háttal helyezkedik el különböző variációban (egymásnak párosával háttal, azonos fokozatszámú csoportok egymással háttal stb.) Nagy folyadékmennyiség szállítása párhuzamosan kapcsolt járókerekkel érhető el, ezek az ún. kettős beömlésű szivattyúk (33. ábra). A járókerék lapátjai két forgásfelület között lehetnek elhelyezve. Ezt zárt járókeréknek nevezzük. Lehetnek csak egyik oldalon határolva, vagy teljesen nyitottak (34. ábra).

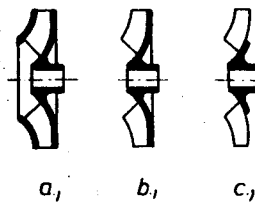
A szivattyútengely térbeli helyzete szerint vízszintes, függőleges és ferdetengelyű szivattyút különböztetünk meg. A tengelynek a szivattyuházból való kivezetése szerint száraz és nedves tengelyű szivattyúkról beszélhetünk (35. ábra).

A nyomótér és a szivattyuház kiképzése szempontjából gyűrű alakú nyomótér, spirálházas, csigaházas, valamint ferde, illetve tengelyirányú csószerű (körteszerű) köpenyes kivitelek különböztethetők



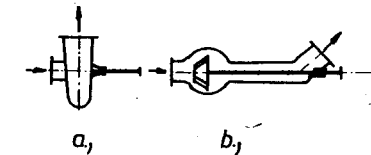
33. ábra

Centrifugálszivattyúk járókerék kapcsolása a/ kettős beömlésű, b/ több fokozatú, c/ több fokozatú ellenáramlású



34. ábra

Centrifugálszivattyúk járókerék fajtái a/ zárt, b/ félig nyitott, c/ nyitott

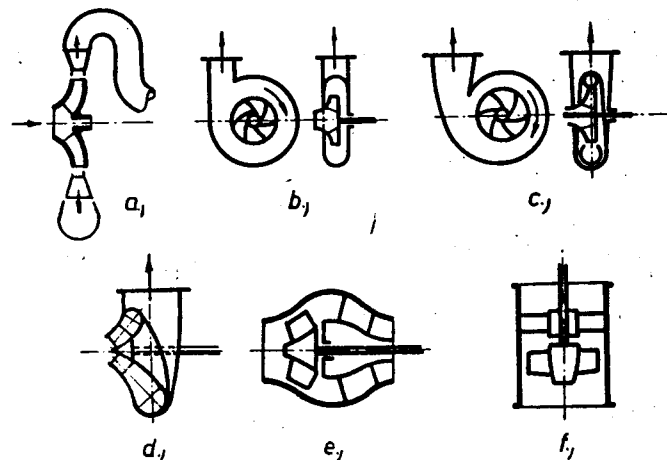


35. ábra

Örvényszivattyúk tengelykivezetése a/ száraztengelyes, b/ nedves tengelyes

meg. A gyűrű alakú nyomótér általában a többfokozatú szivattyúkon alkalmazzák. Ferdeköpenyes csószerű nyomótér a félaxiális átömlésű, egyenes csószerű nyomótér pedig az axiális szivattyúknál (ún. csószivattyúknál) található (36. ábra).

Az örvényszivattyúk még számos egyéb szempontból is osztályozhatók. Így pl. a szívó- és nyomócsonc elhelyezése szerint. Ezek az osztályozási szempontok azonban nem tekinthetők alapvetőknek.



36. ábra

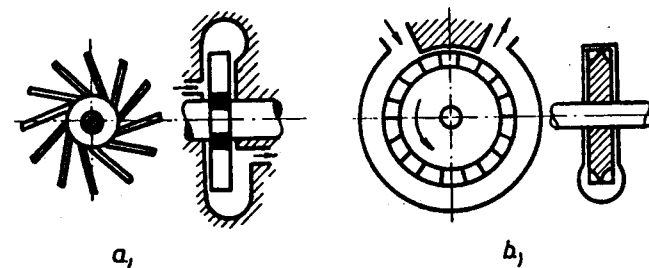
Örvényszivattyúk nyomótér kialakítása
 a/ gyűrűformájú, b/ állandó keresztmetszetű gyűjtőtér, c/ bővülő keresztmetszetű spirálház, d/ bővülő keresztmetszetű térbeli középtengelyű csigaház, e/ ferdeköpenyes körteszivattyú, f/ állóköpenyes csőszivattyú

2.2.1.3 Egyéb elvek alapján működő szivattyúk

Az előbbi csoportok egyikébe sem tartozó szivattyúk mindegyike különböző elvek alapján működik. Nem tartoznak egységes csoportokba, ezért csupán egymásutáni felsorolásukra szorítkozhatunk.

Oldalcsatornás szivattyúk. Járókerékük sugárirányú lapátozású, ún. csillagkerék vagy tömör tárcsa, melynek külső kerületén fogazatoszerű hornyok vannak. A járókerék melletti oldalfalra van besülyesztve a folyadékot szállító oldalcsatorna (37. ábra), melyről a szivattyú a nevét is kapta. A járókerékben nagy sebességgel áramló folyadék az oldalcsatornában áramló folyadékkal turbulens keveredésbe jut és sebességi energiájának egy részét átadja az utóbbinak. Egy-vagy többfokozatu kivitel lehetséges.

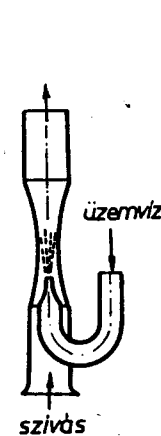
Sugárszivattyúk. A szivattyú ún. keverőtérébe, amelyhez a szivattyú szívócsöve is csatlakozik, egy fuvókán át nagysebességű közeg áramlik be, magával ragadva a környezetében lévő folyadékot. (38. ábra). A keverőtérhez csatlakozó bővülő toldatban (diffuzorban) a sebességi energia nyomási energiává alakul át. A szivattyúzáshoz



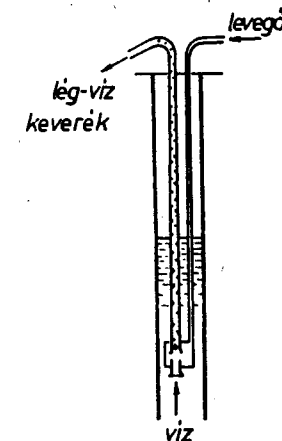
37. ábra

Oldalcsatornás szivattyúk

a/ csillagkerékes oldalcsatorna oldalcsatlakozással, b/ kerületi fogazásos, homlokcsatorna homlokcsatlakozással



38. ábra
Sugárszivattyú
vázlata



39. ábra
Légnomámos vizemelő
vázlata

szükséges energiát biztosító közeg szerint vannak gőzsugárszivattyúk (mozdony kazántápszivattyúk, ezeket lövetyűknek is nevezik), vizsugárszivattyúk (mélyszívófejek) és légsugárszivattyúk.

2.2.1.4 A szállított közegnek megfelelő szivattyuszerkezetek és anyagok

A szállított folyadék anyag és állapotjellemzőitől függően a szivattyúk szerkezete és a folyadékkal érintkező alkatrészek anyaga eltér a hideg, tiszta vizet szállító szivattyúk szerkezeti megoldásaitól és anyagaitól. A forró folyadékot szállító szivattyúk fő alkatrészeit nagy hőmérsékletnek ellenálló acélból, acélöntvényből, bronzból és öntöttvasból készítik. A szerkezeti megoldások ugyanazok, mint hidegvízszivattyúknál.

Szennyezett vagy iszapos víz szállításához golyószelepes dugattyús vagy membrán szivattyúkat, zárt vagy nyitott lapátosáru örvényszivattyúkat használunk.

Az agresszív folyadékokat szállító szivattyúk fő alkatrészeit az adott folyadék vegyi hatásának ellenálló fémből készítik, vagy megfelelő bevonattal, illetve burkolattal ellátott fémből; ilyen bevonat lehet króm vagy más fém, gumi, műanyag és egyéb anyagok. Az ilyen alkatrészek maguk is készülhetnek nemfémes anyagokból, mint például gumiból, üvegből, műanyagból.

Ragacos és sűrű folyadékok szivattyuzásához, (pépes anyagok, kátrány, aszfalt stb.) forgódugattyús, fogaskerék - és csavarszivattyúk vagy kis lapátszámú járókerékkel ellátott örvényszivattyúk felelnek meg. Olaj és folyékony üzemanyag (pl. ásványolaj, tüzelő és fűtőolaj, benzin stb.) szivattyuzásához leginkább térfogatkiszorításos szivattyúkat főképp dugattyús szivattyúkat, szárnyszivattyúkat, csavarszivattyúkat és fogaskerék szivattyúkat használnak. Amennyiben a folyadék viszkozitása nem növekszik jelentősen a hőmérséklet csökkenésével, akkor örvényszivattyúkat is használhatunk.

Koptató hatású folyadékok, mint például homokot vagy kavicsot tartalmazó víz, folyékony beton stb. szállítására különleges dugattyús szivattyúk, valamint örvényszivattyúk valók.

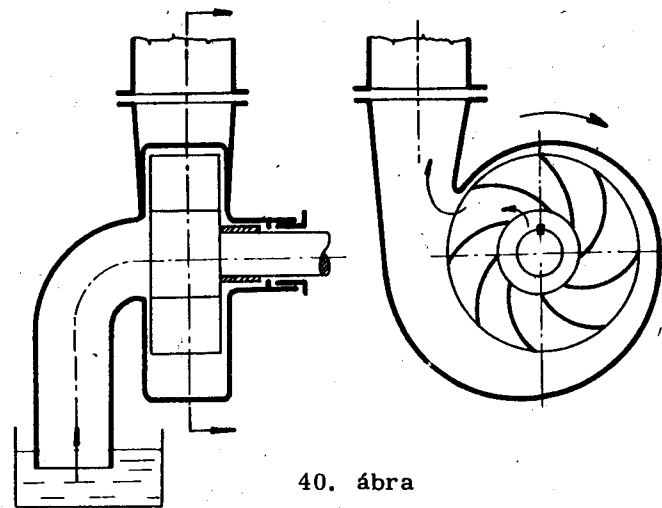
Szilárd szennyeződések tartalmazó folyadékokhoz kis lapátszámú örvényszivattyúkat használunk.

2.3 Örvényszivattyúk

Az épületgépész gyakorlatban legnagyobb jelentőséggel rendelkező szivattyúk. Felhasználási területük igen széles körű, ezért a szivattyúk működési elvével, szerkezeti felépítésével részletesebben foglalkozunk.

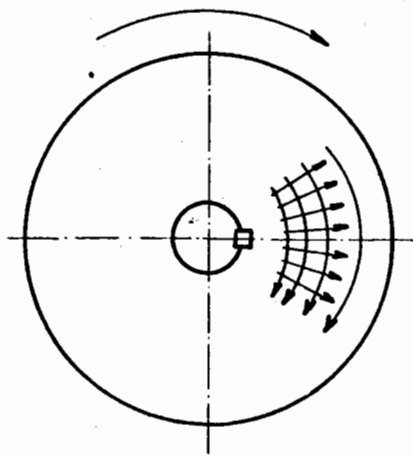
2.3.1 Az örvényszivattyúk működési elve

Az örvényszivattyúk működését első közelítésben a legegyszerűbb örvényszivattyú, az egyfokozatú, vezetőkerék nélküli csigaházú szivattyú elvi vázlatán alapján tanulmányozzuk. (40. ábra). Az ábrán a motor és a szivattyú szerkezeti elemei közül csupán a ház, a járókerék és a tengely látható. Induláskor a szivattyút feltöltik folyadékkal és a motor forgásba hozza a szivattyú tengelyét, a ráékelte járókerékkel együtt. A forgó járókerék lapátosága forgásba hozza



a szivattyúban levő folyadékot is, amelyre így centrifugális erő hat. A forgásba hozott folyadék a centrifugális erő hatására a forgó mozgás mellett sugárirányban is mozog. (41. ábra). A forgó folyadék forgási és sugárirányú sebessége a vektormennyiségek összefüggésének szabálya szerint összegeződik. Emellett a folyadék mozgását a járókerék lapátosága is befolyásolja. A mozgásviszonyokat bonyolítja az is, hogy mind a sugárirányú mozgás, mind a forgó mozgás sebessége a szivattyúban, a tengely középvonalától mért távolságtól függően különböző helyeken más és más.

Képzeltben határoljunk körül a folyadékból egy kis részt és vizsgáljuk meg mozgását (42. ábra). Amikor a folyadék részecske a lapátoságba belép (tehát az ábra szerint a D_1 átmérőnek megfelelő kör valamelyik pontján van) akkor forgó mozgásának kerületi sebes-



41. ábra

sége U_1 és a reá ható centrifugális erő arányos a középponttól mért távolsággal

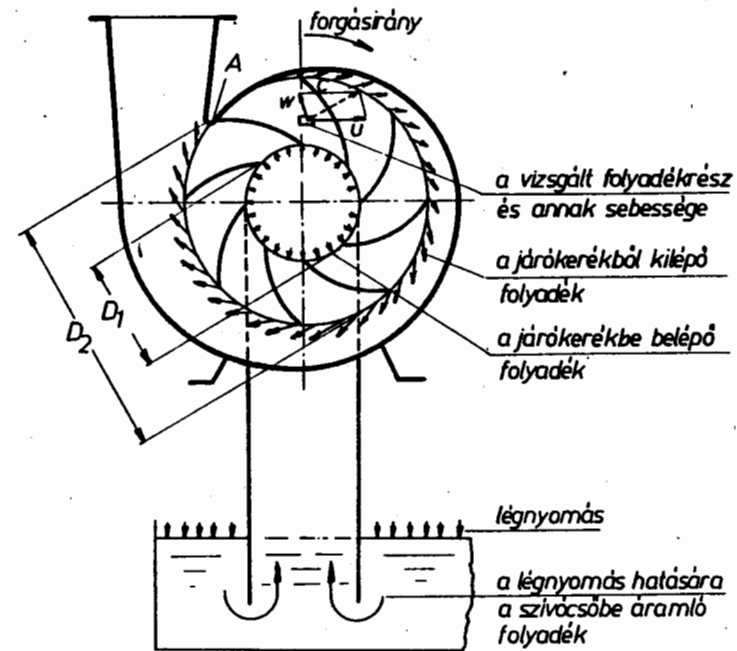
$\left(\frac{D_1}{2} = r_1\right)$ és az n fordulatszámmal.

Mivel a folyadékreszcskére centrifugális erő hat, ezért sugárirányban (a járókerék kerülete felé) is mozog. Elmozdulása közben növekszik a forgási tengelytől való távolsága és ezzel arányosan növekszik a reá ható centrifugális erő. A folyadékreszecske sugárirányu sebességét (C_m) folytonosság törvénye ($Q = F \cdot C_m$) egyértelműen meghatározza és ez a sebesség a gyakorlatban közel állandó.

A vizsgált folyadékreszecske (miközben a járókerék belépő átmérőjétől (D_1) a kilépő átmérőig mozog (D_2)) forgó mozgása is gyorsul, tekintettel arra, hogy a lapatozás miatt a folyadéknak jó közelítéssel fel kell vennie a járókerék azon pontjának kerületi sebességét, amely pont mellett éppen van. Amilyen mértékben távolodik a részecske a tengelyvonalától a centrifugális erő hatására, azzal arányosan növekszik forgómozgásának kerületi sebessége is.

Mire a vizsgált részecske eléri a járókerék kerületét és ott a D_2 átmérőnek megfelelő körön kilép a járókerék lapatozásából, már jelentősen nagyobb a sebessége, mint amilyen a lapatozásba való belépésnél (a D_1 átmérőnél) volt. De nemcsak a képzeletben elkülönített vizsgált folyadékreszecske mozog az előzőekben leírt módon, hanem az összes többi folyadékreszecske is.

Összefoglalva: a motor által hajtott járókerék a szivattyuban levő folyadékot forgatja, miáltal az a járókerék lapatozás belépő átmérőjétől (D_1) a kilépő átmérő (D_2) felé áramlik sugárirányu mozgással és egyenletesen növekvő kerületi sebességgel. (A sebességi energiája a sebesség növekedésével nő). A járókeréken lévő folyadékokra centrifugális erő hat, ezért megnövekszik a folyadék nyomása is. A leírt folyamat eredményeképpen a járókerék kilépő átmérőjének megfelelő hengerpaláston kiáramlik az a folyadék, amely feltételezésünk szerint a szivattyu indításakor ott volt. Ha a kiáramlott folyadékmennyiség helyére a szívócsövön és a szivattyu szívócsónkján át nem áramlana be ugyanolyan mennyiségű (térfogatu) folyadék, akkor ott közel légüres tér keletkezne és a nyo-

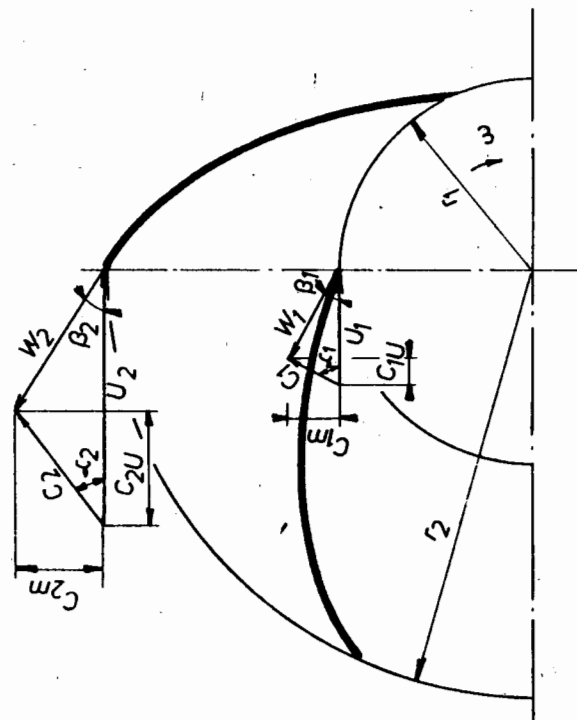
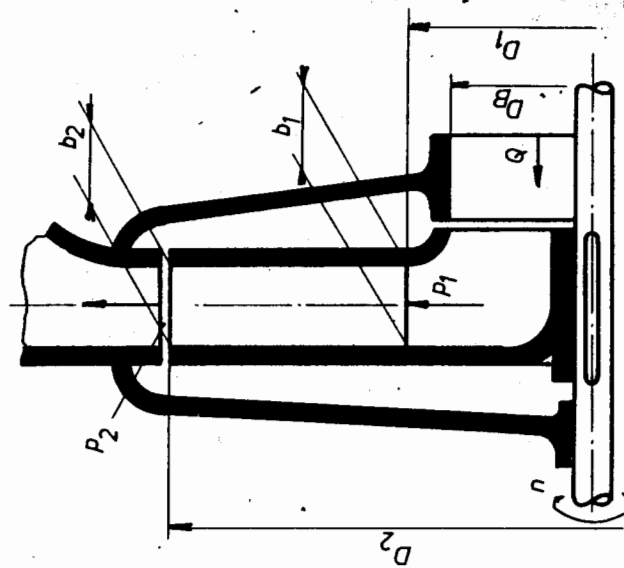


42. ábra

más elenyésző lenne a légköri nyomáshoz képest. Esetünkben a szivattyu szívóvezetéke a tartályban levő folyadékba merül. E folyadékfelszint a légköri nyomás terheli (P_b). A felszínre ténylegesen a légkörnek az az oszlopa nehezedik, amely a tartály fölött van. (A szivattyuból kiáramló folyadék helyére a szívócsövön és a szívócsónkon át a légköri nyomás nyomja be a folyadékot a járókerék belépő éléig, ahol a nyomásérték lényegesen kisebb mint a légköri nyomás.)

A szivattyu működése közben a járókerék folyamatosan és állandó fordulatszámmal forog. Ennek megfelelően egyenletesen és folyamatosan áramlik ki a folyadék a szivattyuból és pótlásra ugyancsak egyenletesen és állandó sebességgel szívódik további folyadék a tartályból a szivattyuba.

A következőkben megvizsgáljuk, hogy egy végtelen lapátszámú járókeréken surlódásmentes esetben a folyadék energiataralma mennyivel növekedett meg és mitől függ a növekedés mértéke. (A végtelen lapátszám biztosítja, hogy a folyadék csak a lapát irányában mozdul el a forgó keréken.)



43. ábra

Vizsgálatainkat a 43. ábrán vázolt teljesen radiális átömlésű szivattyújárókerékre vonatkoztatjuk. Az ábrán felrajzoltuk a sebességi háromszögeket is. A belépő W_1 , és a kilépő W_2 relatív sebességek irányát a lapátok β_1 és β_2 szöge, az ugynevezett belépő- és kilépőlapátszögek határozzák meg. A b_1 , illetve b_2 a belépő és a kilépő lapátszélesség. A lapátcsatornák keresztmetszeti viszonyainak ismeretében az előírt Q folyadékmennyiséghez tartozó W_1 és W_2 sebességek nagysága is meghatározható. A kerék r_1 és r_2 sugarának, valamint az ω szögsebességnek ismeretében az $U_1 = r_1 \omega$ és $U_2 = r_2 \omega$ kerületi sebességek is ismeretesek és ezzel a sebességi háromszögek megrajzolhatók.

A szivattyú-járókeréken átáramló folyadék munkaképessége növekszik a befektetett mechanikai munka ellenértéképpen. A folyadék súlyegységének teljes munkaképesség-változása az Euler-féle turbinaegyenlet alapján

$$H_{e\infty} = \frac{C_{2u} \cdot U_2 - C_{1u} \cdot U_1}{g}$$

ahol

$H_{e\infty}$ a végtelen sűrűn lapátzott járókerék elméleti - vagyis veszteségmentes áramlás feltételezése mellett nyert - szállítómagassága. E szállítómagasság mivel $C_2 > C_1$ és $p_2 > p_1$, két részből tevődik össze:

$$H_{e\infty} = H_c + H_p$$

ahol H_c a kinetikai energia növekedése, H_p pedig a nyomási energia (potenciális energia) növekedése.

$$H_c = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \quad \text{és} \quad H_p = \frac{p_2 - p_1}{\gamma}$$

Az előzőekben megszerkesztett sebességi háromszögek ismeretében a H_c kinetikus energia növekedése meghatározható. Határozzuk meg a H_p nyomási energia növekedésmértékét! Az alábbi levezetés alapján belátható, hogy a nyomási energia növekedése is csak a sebességi háromszögektől függ.

$$H_p = H_{e\infty} - H_c \quad \text{illetve}$$

$$H_p = \frac{C_{2u} \cdot U_2 - C_{1u} \cdot U_1}{g} - \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}$$

Közös nevezőre hozva az egyenlet jobb oldalát és figyelembe véve, hogy $C_{2u} = C_2 \cdot \cos \alpha_2$ illetve $C_{1u} = C_1 \cdot \cos \alpha_1$

$$H_p = \frac{2U_2 C_2 \cdot \cos \alpha_2 - 2U_1 C_1 \cdot \cos \alpha_1 - C_2^2 + C_1^2}{2g}$$

A sebességi háromszögekre felírjuk a cosinus tételt:

$$W_1^2 = C_1^2 + U_1^2 - 2U_1 C_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad \text{illetve}$$

$$W_2^2 = C_2^2 + U_2^2 - 2U_2 C_2 \cdot \cos \alpha_2$$

Fejazzük ki az egyenletekből a $(2UC \cos \alpha)$ tagokat és helyettesítsük be a H_p -re kapott összefüggésbe.

$$-2U_1 C_1 \cos \alpha_1 = W_1^2 - C_1^2 - U_1^2$$

$$2U_2 C_2 \cos \alpha_2 = C_2^2 + U_2^2 - W_2^2$$

$$H_p = \frac{C_2^2 + U_2^2 - W_2^2 + W_1^2 - C_1^2 - U_1^2 - C_2^2 + C_1^2}{2g}$$

illetve egyszerűsítések után

$$H_p = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g}$$

végeredményt kapjuk.

Az elméleti szállítómagasság a fenti kifejezés felhasználásával:

$$H_{e\infty} = H_c + H_p = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g}$$

Ez az egyenlet véges lapátszámú kerék esetében is alkalmazható, ha a véges lapátszámú a sebességi háromszögre gyakorolt torzító hatását is figyelembe vesszük, és a sebességek valódi értékével számolunk. Egy szivattyú elméleti szállítómagassága tehát csak a sebességi háromszögektől függ és azonos sebességi háromszögek mellett a szállított anyag minőségétől (pl.: fajsulya, viszkozitása) nem függ, hanem minden esetben azonos. A veszteségekre és így a valószínűségi szállítómagasságra ez csak azonos Reynolds-féle számok mellett érvényes, hiszen az áramlási veszteségek ennek függvényei.

Azonos sebességi háromszögek és keresztmetszeti viszonyok mellett a szállított folyadék Q mennyisége - amely a sebességtől és a keresztmetszettől függ - természetesen szintén azonos és nem függ fajsulyától, illetve viszkozitásától.

Ezzel szemben a hasznos teljesítmény kifejezésében a folyadék fajsulya szerepel és így ez, valamint a szükséges motorteljesítmény már függvénye a folyadék fajsulyának.

Az Euler-féle alapegyenlet a

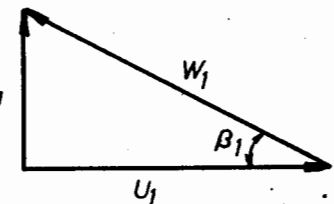
$$H_{e\infty} = \frac{\omega}{g} (C_{2u} \cdot r_2 - C_{1u} \cdot r_1) = \frac{\omega}{g} (K_2 - K_1)$$

alakban is felírható, ahol K_2 a járókerékből kilépő K_1 viszont a járókerékbe belépő folyadék perdülete. Eszerint a $H_{e\infty}$ szállítómagasság a járókeréken átfolyó folyadék perdületének változásától függ, és akkor lesz legnagyobb (egy adott szivattyúnál), ha $K_1 = 0$, vagyis a belépés perdületmentes. Ilyenkor a $C_{1u} = 0$, a belépő sebességi háromszög a 44. ábrán látható derékszögű háromszög.

Perdületmentes belépéskor:

$$H_{e\infty} = \frac{C_{2u} \cdot U_2}{g}$$

A perdületmentes belépés a járókerék elé beépített terelőlapátok - az ún. "vezetőkerék" - segítségével valósítható meg teljes mértékben. Mivel egylépcsős szivattyúknál és többlépcsős szivattyúk első kereké (a többi kerék előtt ezt a szerepet a visszavezető



44. ábra

lapátok átvehetik) előtt terelőlapátokat ritkán alkalmaznak, felmerül a kérdés, hogy lehet-e perdületmentes belépéssel számolni, illetve a forgó tengely és járókerékgy hatása figyelmen kívül hagyható-e. Szivattyukon végzett mérések azt mutatták, hogy a perdületmentes belépéshez képest a derékszögű sebességi háromszög csak igen kis mértékben kb. 5° -al torzul. A torzulás mértéke a folyadékmenyiség csökkentésével nő, a nyomóvezeték teljes elzárása esetén a sebesség a járókerék előtt teljesen tangenciális lesz ($C_1 = C_{1u}$). Feltétlenül figyelembe kell azonban venni azt, hogy a belépésnél tapasztalt perdület honnan ered. Ha ugyanis ezt a perdületet az előzőleg perdületmentesen áramló folyadék csuszátófeszültségek közvetítésével a forgó járókeréktől kapta, akkor a szállítómagasságot a perdületmentes belépés alapján kell számolni.

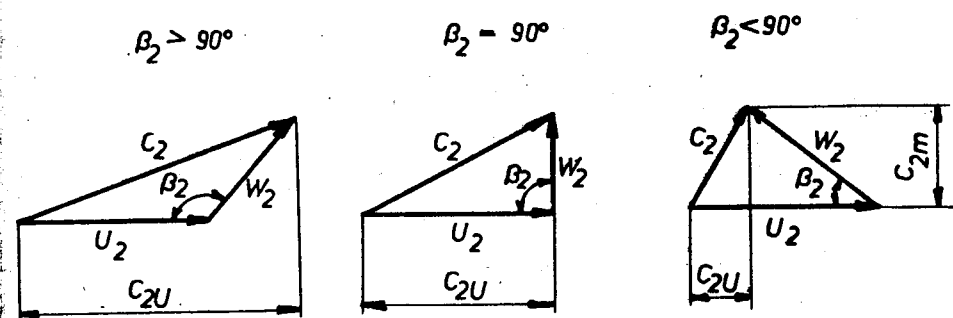
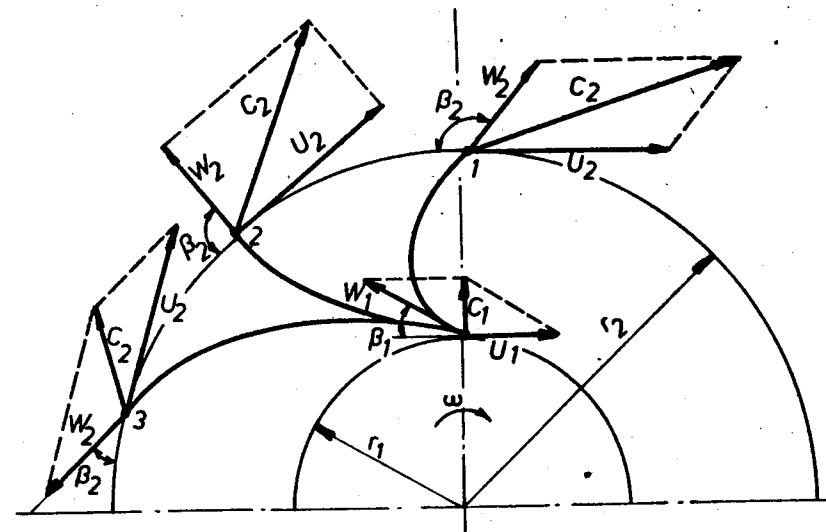
2.3.2 A lapátszög mint típusjellemző

Vizsgáljuk meg, hogy a kilépő lapátszögnek milyen befolyása van a járókerékben lejátszódó energia-átalakulásra. A 45. ábra három jellegzetes lapátalakot mutat be. A belépő lapátszög mindháromnál azonos, a kilépő lapátszög azonban különböző. Az 1 jelzésű lapátnál $\beta_2 > 90^\circ$, a lapát alakja előregörbített (előrehajló). A 2 jelű lapátnál a kilépő lapátszög $\beta_2 = 90^\circ$. Ez a lapátalak a "normál" vagy "Rittinger" lapát néven ismeretes. Végül a 3 jelzésűnél $\beta_2 < 90^\circ$ mellett kapjuk a turbínaszivattyuknál legjobban elterjedt, úgynevezett "hátragörbített" (hátrahajló) lapátalakot, amely az előbbieknél hosszabb csatornaméreteket eredményez, és éppen ezért bizonyos hosszúságig előnyösebb, mert így a lapátcsatorna hosszu diffuzor egyenletesen bővülő szelvénnel. A három lapátalak összehasonlítása érdekében mindhárom járókerék főméretei azonosak ($D_1, D_2, b_1, b_2, \beta_1$), azonos állandó fordulatszámra forognak és az időegységenként átáramló Q folyadéktérfogat is állandó és azonos. A folyadék a lapátokhoz perdületmentesen érkezik. ($C_{1u} = 0$)

Az időegység alatt átáramló folyadéktérfogat:

$$Q = F \cdot C_m$$

ahol $F = 2r \tilde{n} \cdot b$ az áramló folyadék rendelkezésére álló keresztmetszet,



45. ábra

C_m pedig az abszolút sebességnek a keresztmetszetre merőleges komponense. (sugárirányu) A C_m sebességet meridián sebességnek nevezik.

Az időegységenként átáramló folyadéktérfogat, valamint a járókerék főméreteinek egyezéséből következik, hogy a meridiánsebességek is megegyeznek a háromféle lapátalaknál.

A lapátszélességet általában úgy választják meg, hogy a meridiánsebesség a folyadéknak lapátcsatornán való keresztáramlásakor jó közelítéssel állandó legyen $C_{m1} \approx C_{m2}$

A fenti feltételek alapján a háromféle lapátmozás kilépési sebességi háromszögeit a 45. ábra alsó része mutatja.

Vezessünk be egy áttételi számnak nevezett fogalmat, melyet az abszolút sebesség C_{2u} kerületi sebesség irányu komponensének és az U_2 kerületi sebesség hányadosával képeztünk és ξ -vel jelöljük.

$$\xi = \frac{C_{2u}}{U_2}$$

A háromféle lapátmozásnál az áttételi szám értéke a következő:

normál lapátnál: $\xi = 1$, előregörbítettél $\xi > 1$ és végül hátragörbítettél $\xi < 1$

A β_2 lapátszögnek a szállítomagasságra való befolyását ugy határozzuk meg, hogy megkeressük a

$$H_{e\infty} = f(\xi); \quad H_c = f(\xi) \quad \text{és} \quad H_p = f(\xi)$$

függvényeket. Az első két függvény meghatározza a harmadikat, mert a $H_p = H_{e\infty} - H_c$ alapján közvetlenül adódik.

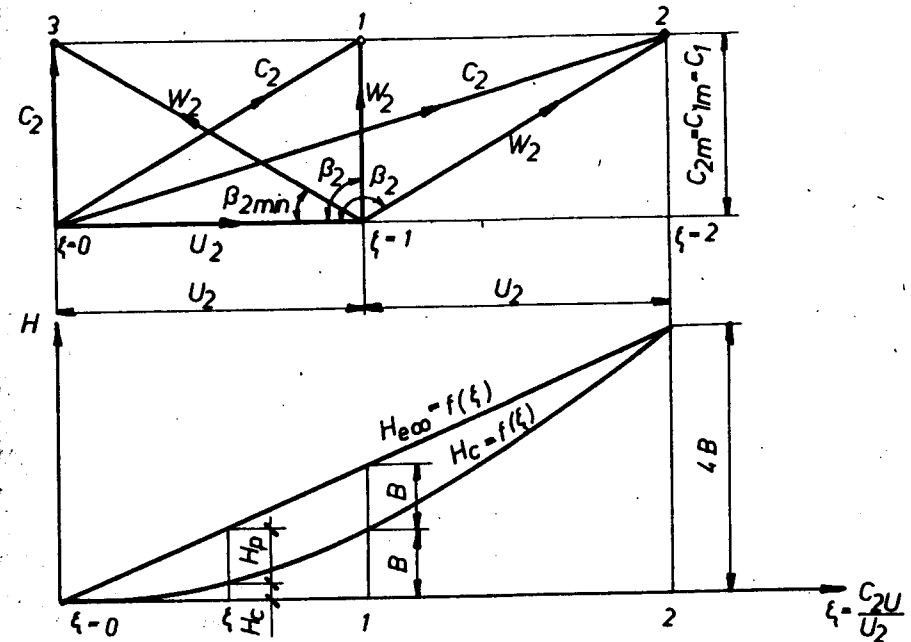
Perdületmentes belépés esetén $C_{2u} = \xi \cdot U_2$ behelyettesítésével a $H_{e\infty}$ a ξ áttételi számmal egyenes arányban változik.

$$H_{e\infty} = \frac{C_{2u} \cdot U_2}{g} = \xi \cdot \frac{U_2^2}{g} = 2B \cdot \xi \quad \text{alaku}$$

ahol $B = \frac{U_2^2}{2g} = \text{állandó}$.

A $H_{e\infty}$ szállítomagasságnak a ξ áttételi szám függvényében való változásának képe egy $H_{e\infty} - \xi$ tengelyű koordináta rendszerben egyenes.

A 46. ábrán az U_2 alap fölé C_{2m} magasságu csucssal tetőszögleges β_2 szögű sebességi háromszögeket rajzolhatunk. Ezek közül a $\beta_2 = 90^\circ$ -u háromszögnél $\xi = 1$ azaz $H_{e\infty} = 2B$ (1. pont) Más β_2 szögekhez tartozó ξ értékeket a háromszög csucsának vetülete adja. Így például a $\xi = 2$ értékéhez tartozó háromszög csúcsa a 2 jelű pont, a 3 jelű pont, pedig a $\xi = 0$, azaz a $H_{e\infty} = 0$ értékhez tartozó β_{2min} értékét határozza meg.



46. ábra

Általában:

$$\text{tg } \beta_2 = \frac{C_{2m}}{(1 - \xi)U_2}$$

amiből

$$\beta_{2min} = \text{arc tg } \frac{C_{2m}}{U_2}$$

Ha $\beta_2 < \beta_{2min}$, vagyis $\xi < 0$, akkor a szállítomagasság is negatív lesz, vagyis már nem szivattyúval, hanem turbinával van dolgunk.

Az előzőekben meghatározott pontok alapján a $H_{e\infty} = f(\xi)$ egyenes már megrajzolható (46. ábra alsó része). Határozzuk meg a $H_c = f(\xi)$ összefüggést!

Írható, hogy

$$H_c = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}$$

Figyelembe véve, hogy $C_2^2 = C_{2u}^2 + C_{2m}^2$ és perdületmentes belépés esetén $C_1 = C_{1m}$ ($C_{1u} = 0$), továbbá $C_1 = C_{1m} \approx C_{2m}$ a kinetikus energianövekedést meghatározó képlet:

$$H_c = \frac{C_{2u}^2 + C_{2m}^2 - C_{1m}^2}{2g} = \frac{C_{2u}^2}{2g}$$

illetve a $C_{2u}^2 = \xi^2 \cdot U_2^2$ helyettesítés után:

$$H_c = \frac{U_2^2}{2g} \cdot \xi^2 = B \cdot \xi^2$$

A $H_c = f(\xi)$ függvény képe egy másodfokú parabola. E görbét a 46. ábrán berajzoltuk.

A $H_p = H_{e\infty} - H_c$ értékeket az egyenes és a parabola közötti függőleges szakaszok mutatják.

A 46. ábrából több fontos következtetést vonhatunk le.

A β_2 lapátszög növekedésével nő a ξ értéke. A ξ áttételi szám növekedésével nő a $H_{e\infty}$ szállítómagasság. Az előregörbített lapátozású járókerekek azonos főméretek és azonos körülmények között (Q és n azonos), nagyobb szállítómagasságot adnak mint a hátragörbített lapátok. Ez azt jelenti, hogy előírt szállítómagasság megvalósításához az előregörbített lapátozású járókerék külső átmérője kisebb lesz, mint a hátragörbítetté, vagyis az ilyen szivattyú olcsóbb. Nem szabad azonban figyelmen kívül hagyni azt a tényt, hogy energetikailag a szállítómagasság milyen formában jelentkezik. Az ábra ugyanis azt mutatja, hogyha $\xi < 1$ akkor $H_p > H_c$, illetve ha $\xi > 1$, akkor $H_c > H_p$. A $\xi = 2$ értékét adó β_2 lapátszögnél $H_{e\infty} = H_c$ mivel $H_p = 0$. Ez azt jelenti, hogy a szivattyú ezzel a lapátszöggel nyomásemelkedés nélkül üzemel, vagyis "szabadsugar" - szivattyúvá alakul át.

A H kinetikai energiát potenciális munkaképességgé (nyomási energiává) csak diffuzorban, tehát diffuzorvesztés árán lehet átalakítani. Ez az oka annak, hogy szivattyúknál inkább a nagyobb méretet adó hátragörbített lapátok használatosak, ahol H_p viszonylag nagy.

A következőkben adott főmérettű ($D_1, D_2, b_1, b_2, \beta_1, \beta_2$)

és fordulatszámú járókerék $H_{e\infty}$ szállítómagasságának a Q szállított folyadékmennyiséggel való kapcsolatát vizsgáljuk; keressük a $H_{e\infty} = f(Q)$ függvényt.

A szállított folyadékmennyiség a 43. ábra jelöléseivel:

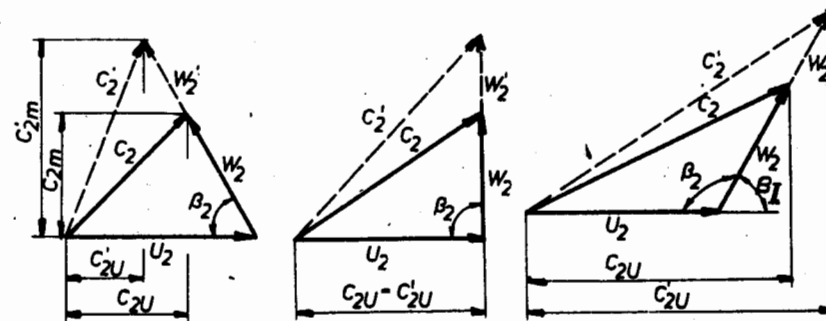
$$Q = 2 r_2 \psi_2 b_2 \pi \cdot C_{2m}$$

Ahol ψ_2 a lapátvastagság szűkítő hatását figyelembe vevő tényező.

Perdületmentes belépés esetén a $H_{e\infty}$ szállítómagasság viszont

$$H_{e\infty} = \frac{C_{2u} U_2}{g} = \xi \frac{U_2^2}{g}$$

alakban írható fel.



47. ábra

A 47. ábrán a háromféle jellegzetes lapátalak kilépő sebességi háromszöget rajzoltuk fel Q és Q' folyadék szállításnak megfelelő C_{2m} és C'_{2m} meridiánsebességnél. Induljunk ki a 47. ábra bal oldali képén felfrajzolt hátragörbített lapát sebességi háromszögéből. Az ábra szerint:

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{C_{2m}}{U_2 - C_{2u}}$$

illetve

$$C_{2u} = U_2 - \frac{C_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2}$$

Mivel a fordulatszám állandó, és a lapátszög egy adott gépnél nem változhat, az egyenlet jobb oldalán egyetlen változó van, a C_{2m} . A meridiánsebességet a Q folyadékszállítással és járókerék méreteivel kifejezve:

$$C_{2u} = U_2 - \frac{Q}{2r_2 \tilde{\eta} b_2 \psi_2 \operatorname{tg} \beta_2}$$

A C_{2u} értékét behelyettesítve a $H_{e\infty}$ meghatározására szolgáló egyenletbe:

$$H_{e\infty} = f(Q) = \frac{C_{2u} U_2}{g} + \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2}{2r_2 \tilde{\eta} b_2 \psi_2 \operatorname{tg} \beta_2} Q$$

végeredményt kapjuk:

Adott gépnél, ha a fordulatszám állandó, akkor az egyenlet jobb oldalán egyetlen változó van, az előzőekben szereplő Q folyadékmennyiség. A $H_{e\infty}$ szállítómagasság a szállított folyadékmennyiség függvényében tehát egy egyenes, amely hátragörbitett lapátok esetén a Q növekedésével csökkenő $H_{e\infty}$ értéket ad.

A 47. ábra bal oldali képe közvetlenül is mutatja azt, hogy a szállítómagasságnak a folyadékmennyiség - tehát a meridiánsebesség - növekedésével csökkennie kell. Ha ugyanis a meridiánsebesség például C_{2m} értékéről C_{2m}' értékre növekszik, akkor az abszolút sebesség C_{2u} komponense C_{2u} -ra csökken, és ezzel természetesen a szállítómagasság is csökken.

A 47. ábra középső képe egy normál (Rittinger-) lapátú kerék kilépő sebességi háromszögét mutatja. Az ábrából következik, hogy a szállítómagasság a Q folyadékmennyiségtől független, mivel a meridiánsebességváltozás a C_{2u} értéket nem befolyásolja. Irtható, hogy

$$H_{e\infty} = \frac{U_2^2}{g}$$

ami a szállítómagasság előzőekben felírt kifejezésének nem mond ellent, mivel most $\beta_2 = 90^\circ$, és így $\operatorname{tg} \beta_2$ végtelen nagy. A

$H_{e\infty} = f(Q)$ függvény képe normál lapátózásnál a Q tengellyel párhuzamos egyenes.

Az előregörbitett lapát sebességi háromszögéből megállapítható, hogy a folyadékszállítás (Q) növekedésével növekvő C_{2m} értékhez növekvő C_{2u} érték tartozik, tehát a $H_{e\infty}$ szállítómagasság is növekszik. Ez a $H_{e\infty} = f(Q)$ egyenlet alapján is nyilvánvaló, ha tekintetbe vesszük, hogy $\beta_2 > 90^\circ$ és így $\operatorname{tg} \beta_2$ negatív szám. A $\operatorname{tg} \beta_2 = -\operatorname{tg} \beta_{II}$ helyettesítés után:

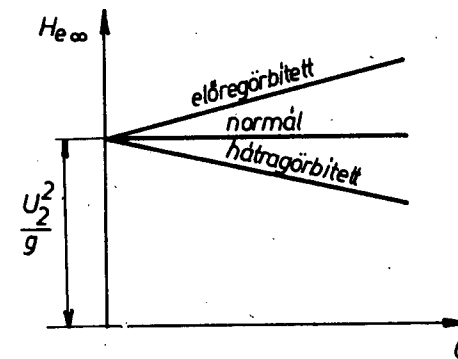
$$H_{e\infty} = \frac{U_2^2}{g} + \frac{U_2}{2r_2 \tilde{\eta} b_2 \psi_2 \operatorname{tg} \beta_{II} g} \cdot Q$$

A $H_{e\infty} = f(Q)$ függvény képe tehát így egy emelkedő egyenes.

A háromféle azonos méretű és azonos fordulatszámú járókerékhez tartozó $H_{e\infty} = f(Q)$ függvény képét a 48. ábra mutatja.

A $Q = 0$ helyen a szállítómagasság értéke mindhárom lapátalaknál

$$H_e = \frac{U_2^2}{g}$$



48. ábra

Összefoglalva eredményeinket az alábbiakat állapítjuk meg. Az előregörbitett lapátózású kerék kisebb méreteket kíván, mivel azonos fordulatszámok mellett a hátragörbitett lapátózású ugyanazt a szállítómagasságot csak nagyobb kerületi sebesség mellett érheti el. A nyomási energia növelésére a hátragörbitett lapát az alkalmazott, míg ha a kinetikai energia növelése a főcél, akkor előregörbitett lapátokat használnak.

A $H_{e\infty} = f(Q)$ függvény képe mindhárom típusnál egyenes, mégpedig hátragörbített lapátnál Q növekedésével süllyedő, normál lapátnál a Q tengellyel párhuzamos és előregörbített lapátnál Q növekedésével emelkedő egyenes. A hátragörbített lapátos szivattyú valamivel jobb hidraulikai hatásfokkal dolgozik, mivel a lapátcsatornák enyhébb lefolyású diffuzorok és a kerékből kilépő folyadék kinetikus energiájának potenciális munkaképessé alakítandó része is kisebb, mint a másik két típusnál. Turbinaszivattyúknál csak hátragörbített lapátokat használunk.

A következő fejezetben megvizsgáljuk, hogy valóságos szivattyúk (nem végtelen lapátszám és fellépő áramlási veszteségek) esetén, hogyan módosulnak az eddig megállapított összefüggések.

2.3.3 Valóságos szivattyúk veszteségei

Nézzük meg, hogy az ideális, veszteségmentes energiaátalakításhoz képest egy valóságos szivattyúnál milyen veszteségek jelentkeznek.

Eddigi vizsgálatainkat a végtelen lapátszámú - tehát egy valószínűségben nem létező, elvonatkoztatott - járókerék feltételezése mellett végeztük el. Turbinaszivattyúnál az elméleti vizsgálódásunknál szükség volt erre a feltételre, mert csak így biztosítható, hogy a relatív áramlás áramvonalainak alakja, amely ilyenkor a lapátalakkal megegyezik, ismert legyen.

Az áramvonalak alakját pedig ismernünk kell, hogy a w_1 és w_2 relatív sebességek irányát meghatározhassuk. A végtelen lapátszámú járókerékre meghatározott $H_{e\infty}$ értékét egy λ (egynél kisebb számú) ún. perdületapadási tényezővel megszorozva kapjuk meg a véges lapátszámú járókerék H_e elméleti szállítómagasságát. A H_e szállítómagasság mindig kisebb mint a $H_{e\infty}$. A véges lapátszámú szivattyúk valóságos szállítómagassága kisebb, mint az elméleti szállítómagassága (H_e), mert a szivattyúk üzemeltetésekor veszteségek lépnek fel.

A valóságos szállítómagasság:

$$H = H_e - h'_h \text{ illetve,}$$

$$H = \eta_h \cdot H_e = f(Q) \text{ alakban írható fel,}$$

ahol h'_h a szivattyú belső áramlási veszteségei az ún. hidraulikai veszteségek és η_h pedig a szivattyú hidraulikai hatásfoka.

A szivattyúk belső áramlási veszteségein - hidraulikai veszteségein - mindazon áramlási veszteségek összességét értjük, amelyek a folyadék áramlásában a szivócsonk és a nyomócsonk közötti veszteségforrások miatt fellépnek. Ezek a veszteségek főleg a fajsurlódás, továbbá keresztmetszet változások és iránytörések (alaki ellenállások) következtében lépnek fel. A külföldi irodalom e veszteségeket lapátveszteségeknek is nevezi, mivel tulnyomó részben a járókerék és vezetőkerék lapátcsatornáiban jönnek létre.

A folyadék amíg a szivócsonktól a nyomócsonkig áramlik a vezetőkerék és a lapátkerék, valamint a szivó és a nyomócsonkon keresztül haladva a zárt csatornában történő áramlásnál megismert surlódási veszteségeket szenved, melyeket h' -vel jelölünk. E veszteségek nagysága egy adott szivattyúnál az időegység alatt átáramló Q folyadékmennyiséggel négyzetesen változik.

A folyadéknak a járókerékre, valamint a vezetőkerékre való áramlása, csak egy, a szivattyú méretezési, vagy névleges folyadékszállításánál történik hirtelen törés nélkül, mert a folyadékszállítás megváltozásakor megváltozik a belépési sebességi háromszög is.

A névleges folyadékszállítástól eltérő folyadékszállításoknál az irányváltozások miatt mindig fellépnek az iránytörési veszteségek, melyeket h'_B -vel jelölünk.

A veszteségek meghatározása után az előző fejezetben megismert $H_{e\infty} = f(Q)$ görbe ismeretében meg tudjuk határozni a szivattyú valóságos $H = f(Q)$ ún. fojtásgörbét.

Határozzuk meg a $h' = f(Q)$, valamint a $h'_B = f(Q)$ görbét.

A surlódási veszteségek a szivócsonktól kezdve a járókeréken és a vezetőkeréken át a csigaházig, illetve a nyomócsonkig a legváltozatosabb alaki ellenállásokból tevődnek 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 $\frac{c^2}{2g}$ mennyiséggel arányos és így

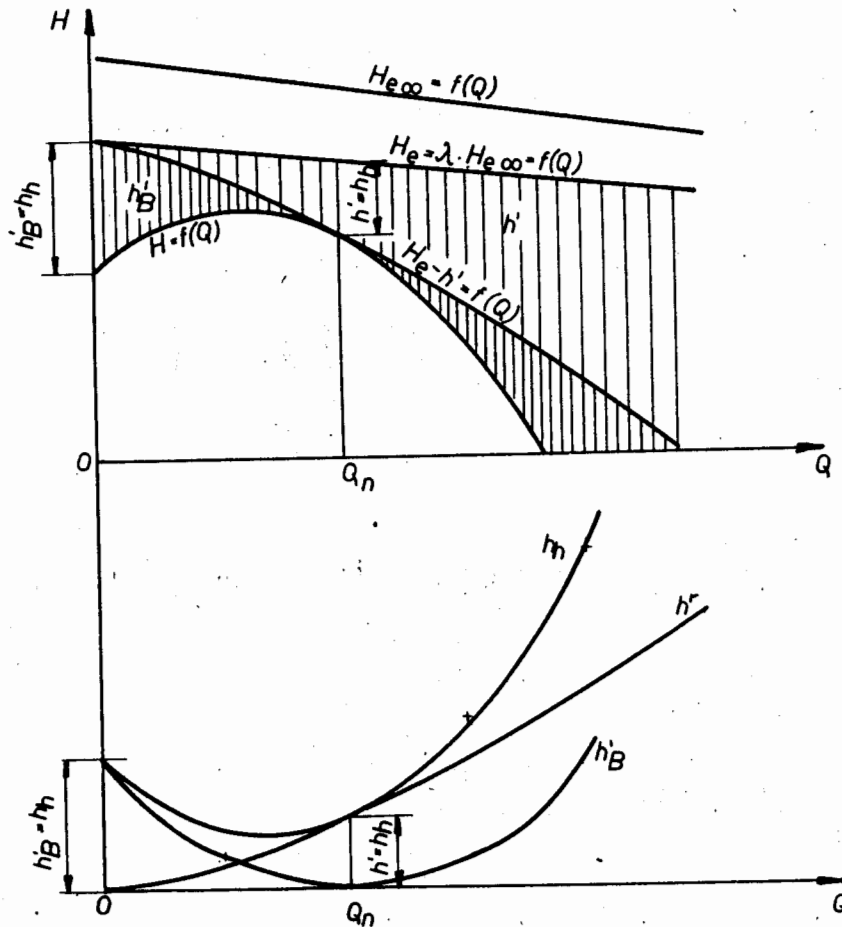
$$h' = \xi \frac{c^2}{2g} \text{ alakban írható fel.}$$

Általánosan: $Q = f/c$; ezért nyilvánvaló, hogy a $h' = f(Q)$ függvény képe egy középponti parabola, mivel $Q=0$ -nál h' is zérus.

A $h'_B = f(Q)$ parabolának (49. ábra) a tengely pontján kívül legalább még egy pontját kell ismerni ahhoz, hogy megrajzolható legyen. Ehhez a ponthoz a következő elgondolással jutunk. Annál a folyadékmennyiségnél és fordulatszámánál, amelyre a gépet tervezték, iránytörési veszteség nincsen, mert éppen ezen állapotra hatá-

rozták meg a lapátszögeket úgy, hogy iránytörések ne legyenek. Ennél a névleges Q_n folyadékmennyiségnél tehát $h'_B = 0$ és

$$h_h = h' + h'_B = h'$$



49. ábra

A veszteséggörbe 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 $H = f(Q)$ fojtásgörbe volna. A következőkben vizsgáljuk meg, hogy a h'_B iránytörési veszteségek hogyan függnek a Q folyadékszálítástól.

Iránytörési veszteségekről beszélhetünk mindazon helyeken, ahol az áramló folyadék áramlási irányát hirtelen változtatni kényszerül. A szivattyuban áramló folyadék főleg a lapátra, illetve a vezetőkerékre való áramlásakor szenved iránytörést, ha nem a névleges folyadék szállításon üzemel.

Az 50. ábrán egy radiális belépőjű járókerék sebességi háromszöge lett felrajzolva perdületmentes belépés esetén a méretezési (Q_n) folyadékszálításnál (w_{1n} ; u_1 ; c_{1n}) illetve egy attól kisebb (Q_x) folyadékszálításnál (w_{1x} ; u_1 ; c_{1x} ; stb.) A folyadékszálítás egyenesen arányos a meridián-sebességgel:

$$\frac{Q_n}{Q_x} = \frac{c_{1n}}{c_{1x}} \quad \text{illetve}$$

figyelembe véve, hogy: $c_{1n} = c_1$ és $c_{1x} = c_{1x}$

$$\frac{Q_n}{Q_x} = \frac{c_1}{c_{1x}}$$

ezért az eredeti $A_1 B_1 C_1$ háromszög helyett Q_x folyadékszálításnál az $X B_1 C_1$ sebességháromszög lesz. Az új sebességi háromszög β_{1x} szöge a β_1 szögtől különböző, ezért iránytörés következik be. (A folyadék továbbra is perdületmentesen érkezik a lapátozás belépő szöge pedig a névleges folyadékszálításnak megfelelő β_1 szög).

Az iránytörési veszteségek a sebességvektorok közötti különbségvektor négyzetével arányosak. (Folyadékok és gázok mechanikája: Borda-Carnot veszteség).

A relatív sebességek különbsége az 50. ábrán s_1 -el jelölt különbségvektor és ezzel az iránytörési veszteség:

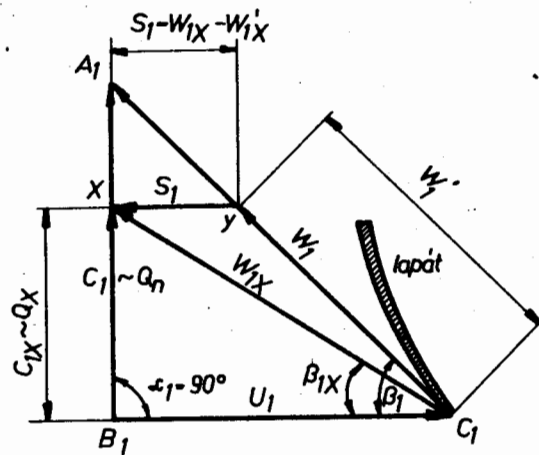
$$h'_B = \zeta_B \cdot \frac{s_1^2}{2g}$$

Az 50. ábrán az $A_1 x y$ valamint az $A_1 B_1 C_1$ háromszög hasonlóságából következik:

$$\frac{s_1}{c_1 - c_{1x}} = \frac{u_1}{c_1}$$

ahonnan

$$s_1 = \frac{u_1}{c_1} (c_1 - c_{1x}) = u_1 \cdot \left(1 - \frac{c_{1x}}{c_1}\right)$$



50. ábra

Figyelembe véve, hogy $\frac{c_{1x}}{c_1} = \frac{Q_x}{Q_n}$

$$s_1 = u_1 \left(1 - \frac{Q_x}{Q_n} \right)$$

Az irányítási veszteség a fenti érték behelyettesítésével:

$$h'_B = \int_B \frac{u_1^2}{2g} \left(1 - \frac{Q_x}{Q_n} \right)^2$$

ahol $\int_B \frac{u_1^2}{2g} = \text{áll.}$

Q_n pedig a normális folyadékcszállítás amire a gépet tervezték.

Az irányítási veszteség képe a Q folyadékcszállítás függvényében egy másodfokú parabola. Ahol $Q = Q_n$ ott a $h'_B = 0$; ahol pedig $Q = 0$ ott az irányítási veszteség:

$$h'_B = \int_B \frac{u_1^2}{2g}$$

Az irányítási veszteségek ismeretében a 49. ábrán fel lett rajzolva a szivattyú fojtásgörbéje ($H = f(Q)$).

A szivattyúk veszteségeinek egy másik csoportja, amely nem a szállítómagasság csökkenésében, hanem a Q folyadékcszállítás csökkenésében jelentkezik, az ún. "volumetrikus veszteség". E veszteség - más kifejezéssel rés veszteség - tömitetlenség következménye. A szivattyú járókeréke ugyanis Q_e elméleti folyadékmennyiséget emel, de ennek csak egy része jut a csővezetékbe.

A forgó járókerék az álló házhoz résekkel illeszkedik, amelyek az áramló folyadéknak mellékutakat nyitnak, ha a rés két oldala között nyomáskülönbség van. Ezeknek a mellékáramlásoknak a következménye az, hogy a már felemelt folyadék egy része nem jut tovább a nyomócsomók felé, hanem a kerék szivótorkához kerül vissza, vagyis a járókerék több folyadékot emel, mint amit hasznosan szállít. Itt tehát a mechanikai munka árán már egyszer felemelt folyadék egy része megveszendőbe. Ilyen cirkulálás indul meg a vezetőkerék résein át is. A tömszelencén keresztül is elfolyik a szállított folyadék egy része.

A cirkuláló, illetve elfolyó folyadék mennyiségét jelöljük Q_r -rel.

$$\text{Természetesen } Q_r = Q_e - Q$$

ahol Q_e az elméletileg szállított folyadék mennyisége.

A volumetrikus veszteségeket az ún. volumetrikus hatásfokkal vesszük figyelembe. A volumetrikus hatásfok az

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_e} = \frac{Q}{Q + Q_r}$$

kifejezésből számítható.

A volumetrikus hatásfok értéke helyes kialakítású gépeknél 1 ~ 2%, ezért a 49. ábrán megszerkesztett fojtásgörbére való hatása legtöbbször elhanyagolható.

A veszteségek harmadik csoportját a mechanikai veszteségek adják. A szivattyúk mechanikai veszteségeit az η_m mechanikai hatásfok bevezetésével vesszük számításba. E veszteségek egyik része a csapsurlódás munkájából származik. Ide tartozik természetesen a tömszelencén átvezetett tengely surlódási munkája is.

Ha a mechanikai veszteségek legyőzéséhez szükséges teljesítmény P_m , akkor a mechanikai hatásfok:

$$\eta_m = \frac{P_\delta - P_m}{P_\delta}$$

ahol P_{δ} a szivattyu meghajtásához szükséges motorteljesítmény.

Az előzőek alapján írható

$$P_{\delta} = \frac{(Q+Q_r) \cdot \gamma \cdot H_e}{102} + P_m = \frac{1}{102} \cdot \gamma \cdot \frac{Q}{\eta_v} \cdot \frac{H}{\eta_h} + P_m$$

illetve figyelembe véve, hogy $P_m = P_{\delta} \cdot (1 - \eta_m)$

és megoldva az egyenletet P_{δ} -re

$$P_{\delta} = \frac{1}{102} \cdot \gamma \cdot \frac{Q}{\eta_v} \cdot \frac{H}{\eta_h} + (1 - \eta_m) P_{\delta}$$

$$P_{\delta} = \frac{Q \cdot \gamma \cdot H}{102 \cdot \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m} = \frac{P_h}{\eta}$$

ahol η , az előzőekben megismert teljes hatásfok, és

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

2.3.4 Az örvényszivattyúk szerkezete és jellegzetes alkatrészei

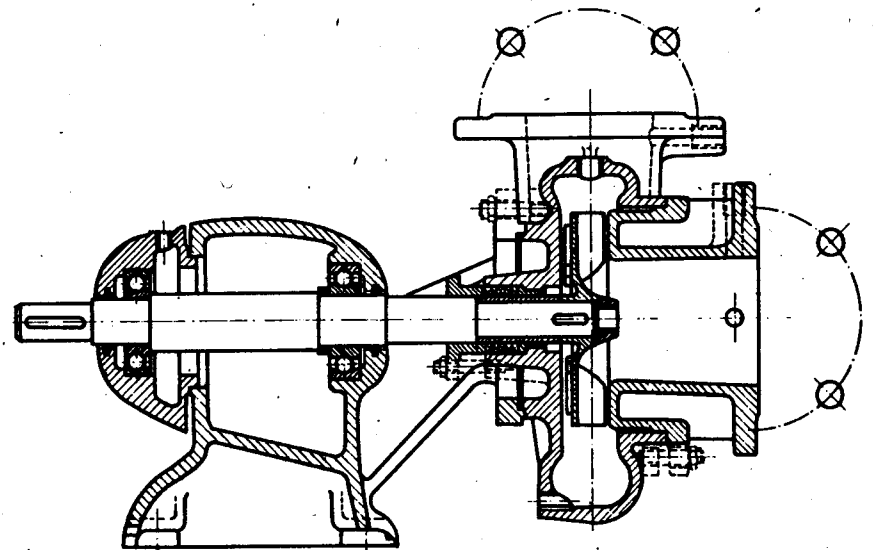
Az örvényszivattyúk fő szerkezeti elemei:

- a tengely, csapágyak és a tengelykapcsoló,
- a járókerék
- a vezetőkerék
- a ház a szivótérrel és nyomótérrel
- a tengelyirányu erő felvételére szolgáló szerkezet,
- a tömítések
- a légtelenítő csap.

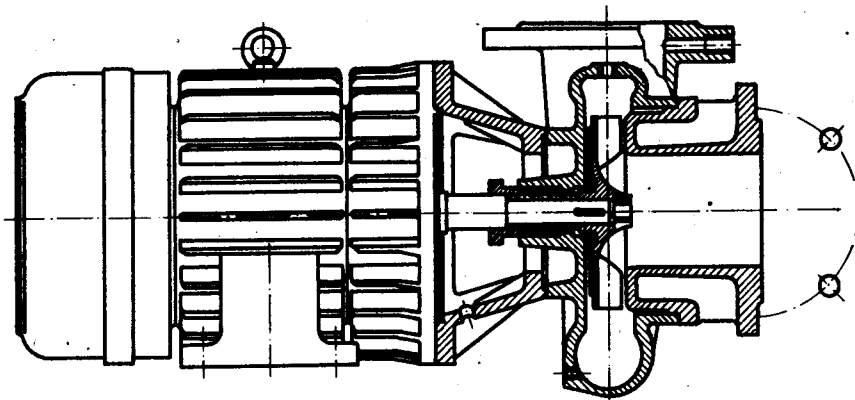
A felsoroltak közül a járókerék, a ház a szivótérrel és a nyomótérrel, a vezetőkerék és a tengelyirányu erő felvételére szolgáló szerkezet sajátos örvényszivattyu alkatrészek. A tömszelence, a tengely, a csapágyak és a tengelykapcsoló gépelemek; hasonló kivitelben kerülnek alkalmazásra más gépekben is. Az épületgépészeknek nem feladata, ezeknek a szerkezeti elemeknek a tervezése, illetve gyártása, de a szivattyúk kiválasztásához, illetve helyes üzemeltetéséhez feltétlen szükséges a fenti alkatrészek nagy vonalakban való ismerete.

Az 51-52. ábra egy egyfokozatu csigaházazs centrifugálszivattyut, (BS típus) az 53. ábra pedig egy többfokozatu örvényszivattyut (TTM típusu) mutat. A szivattyúk hideg, vagy maximum 80°C hőmérsékletű, tiszta vagy enyhén szennyezett, vegyileg közömbös folyadék szállítására alkalmasak. Általában a szivattyúkban azok az alkatrészek, amelyek felületénél egymáshoz képest elmozdulás van, mind cserélhető gyűrűkkel, perselyekkel, vagy tengelybevonattal kerülnek beépítésre. Ennek következtében a szivattyu javítása és felújítása, akár természetes elhasználódás, akár meghibásodás következtében, a kopóbetétek cseréjével rendkívül olcsón és gyorsan elvégezhető.

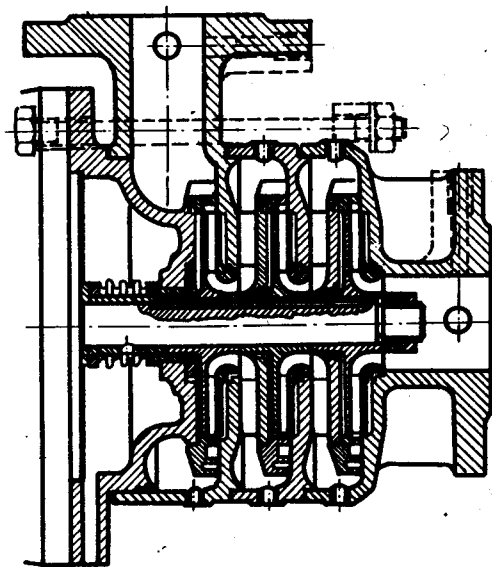
A következőkben megismerkedünk a fő szerkezeti elemek jellegzetes kialakításaival.



51. ábra



52. ábra



53. ábra

2.3.4.1 Tengely, csapágyazás és tengelykapcsoló

Az örvényszivattyúk tengelyének feladata, hogy átvigye (legtöbbször tengelykapcsoló közvetítésével) a motor teljesítményét a forgórészre és hordozza azt. Szilárdsági szempontból tehát a tengely igénybevétele általában kétirányú:

- a) a motor forgónyomaték csavarására
- b) a forgórész sulya pedig hajlításra veszi igénybe a tengelyt.

A forgórész egy vagy több járókerékből áll. A több fokozatu örvényszivattyúk tengelyére több járókereket fűznek fel és ezért valamint a járókerek közé benyuló vezetőkerek (visszavezető elemek) helyszükséglete miatt a sokfokozatu örvényszivattyúk tengelye az átmérőjükhöz viszonyítva szükségképpen hosszú. Ilyen esetben előfordulhat, hogy a tengely a forgórész sulya alatt néhány tizedmillimétert behajlik. Ezért 10-nél több fokozatu örvényszivattyút vízszintes tengellyel nem gyártunk. Az egyfokozatu szivattyúk igen rövid, merev tengellyel járathatók, amelynek a hajlítógénybevétele kicsi. A hajlító igénybevételnek megfelelően az örvényszivattyúk tengelyét a tengelyvég-csapágyakon kívül esetleg más helyen is csapágyazzák, vagy a járókerék konzolosan van a tengelyen (bakszivattyú L pl. 51. ábra). A tengely a folyadékban forog. A folyadék tartalmazhat szilárd szemcséket, amelyek a tengelyt koptatják, továbbá a folyadék olyan vegyi összetételű is lehet, amely vegyileg támadja meg a tengelyt. A folyadékban levő szilárd szemcsék koptató hatásával szemben a tengelyt védőhüvellyel védik.

A tengely csapágyakban forog. A csapágyazás feladata a tengely és a tengelyre erősített alkatrészek vezetése az álló géprészekhez képest és a sugárirányu, valamint tengelyirányu erőhatások felvétele. A szivattyúknál sikló- és gördülőcsapágyakkal is találkozunk. A kétféle csapágytípus vegyesen is előfordul.

A gördülőcsapágyak közül kisebb szivattyúkhoz elsősorban golyóscsapágyak váltak be: rövid, merev tengelyeknél egysoros mélyhornyu golyóscsapágyak, hosszabb tengelyeknél kétsoros önbeálló golyóscsapágyak. Egysoros mélyhornyu golyóscsapágyak tengelyirányu erők felvételére is alkalmasak, nagyobb tengelyirányu erők esetében azonban kétsoros hordógörgős csapágyak, kupgörgős csapágyak vagy talpcsapágyak beépítésére van szükség.

A gördülőcsapágyakat általában zsirral kenik. A kenőzsirt a csapágyházra szerelt zsirzófejen át vagy zsirzószelencével, esetleg a leszerelhető csapágyfedélen át juttatják a csapágyhoz. Fontos, hogy a gördülőcsapágyakat ne tömjük meg teljesen kenőzsirral, mert ez gyors felmelegedést, a zsir megolvadását és a csapágyból való kiszóródását okozza. Nagyobb fordulatszámú gépeknél olajkenés szükséges (pl. TTM BS típusu szivattyúk).

A siklócsapágyak ugyancsak merev és önbeálló kivitelűek lehetnek. A siklófelületek anyaga lehet bronz, vagy fehérfém. Mérsékelt tengelyirányú erőket siklócsapágyak is felvehetnek oly módon, hogy azok rendszerint fehérfémmel kiöntött homloklapjaira egy, a tengelyre erősített vagy azzal egydarabból készített gallér támaszkodik.

A zsirkenés csak kis szivattyúk vagy függőleges tengelyű szivattyúk vezetőcsapágyainál szokásos, egyébként mindig olajkenésűek, mérsékelt fordulatszámúknál kenőgyűrűs kivitelben.

A siklócsapágyakat általában javítani kell, mielőtt a csapághézag az eredetinek másfélszeresére nő. Ilyenkor a bronzperselyeket ujakra kell cserélni, a fehérfém bélésű csapágyakat pedig újra kell önteni és gondosan megmunkálni.

A szivattyúkban gyakran alkalmaznak olyan csapágyakat, amelyek kenőanyaga a szállított folyadék. Ilyen esetben a csapágyak kényszerkenése a szivattyúból kivezetett folyadékkal egyszerűen megoldható. Az ilyen csapágyak fajtáját, méreteit és anyagát a kenőanyagoknak használt szállított folyadék tulajdonságainak (elsősorban viszkozitásának és vegyi tulajdonságainak) figyelembevételével határozzák meg.

A szivattyúkat leggyakrabban szabványos kivitelű bőr- vagy gumidugós tengelykapcsolók kötik össze a hajtógéppel (legtöbbször elektromotorral). Nagyobb szivattyúknál gumituskós, vagy gumitömbeős tengelykapcsolók is használatosak. Ugyancsak nagyobb teljesítményű szivattyúkhoz szerelik fel a teljesen fémből készült rugalmas tengelykapcsolókat. Kisebb szivattyúk járókerékét néha közvetlenül ráépítik a motor tengelyére.

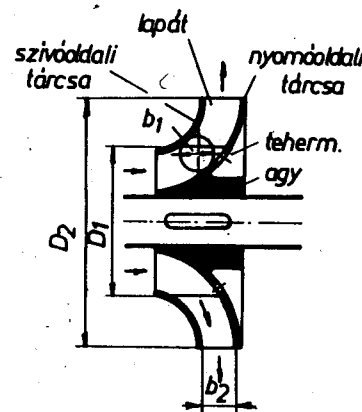
2.3.4.2 Járókerék

A járókerék az örvényszivattyúnak az az eleme, amely a hajtógéptől kapott energiát a szállított folyadékra átviszi. A folyadék energiataralmának megnövelése és részben nyomássá való átalakítása is a járókerékben játszódik le. Ezt a folyamatot és az energiaátalakulás legfontosabb elveit az előző fejezetben megismertük. Ennek alapján most a járókerék külső jellemzőivel, kivitelével és az un. jellemző fordulatszámával ismerkedünk meg, mely utóbbi a járókerék tipizálhatóságával és a szivattyú üzemi tulajdonságaival is összefügg.

A járókerék anyag lehet: normál és javított öntött vas, normál és ötvözött acélöntvény, hengerelt acél, bronz. A vegyiparban műanyag, gumi, üveg és más különleges anyag. A járókeréket többnyire öntvényből készítik. Az illeszkedő részeket és az áramló közeggel érintkező részeket forgácsolják, majd esetleg kőszőrülik. Pontos illeszkedést kell készíteni az agy furatánál a tengely számá-

ra és ügyelni kell arra, hogy a járókerék és a ház, illetve a járó- és a vezetőkerék közötti rés - a jó volumetrikus hatásfok érdekében - előírt nagyságu legyen. A szivattyú üzemeltetése közben a kopás következtében a rések mérete nő és az egyik oka lehet annak, hogy a szivattyú a tervezettnél kevesebb folyadékot szállít.

A járókerék részei: az agy, a nyomóoldali tárcsa, a lapátok és a szívóoldali tárcsa. Pl. az 54. ábra egy zárt axiális beömlésű és radiális kiömlésű járókereket mutat. Egyes szivattyútípusoknál (pl. szennyvízszivattyúknál) részben vagy egészben elmarad a szívóoldali tárcsa. Az ilyen járókerék félig nyitott, illetve nyitott kivitelű (55. ábra). A nyitott járókerék előnye, hogy könnyen tisztítható, viszont hátránya, hogy a folyadék útját csak abban az esetben határozza meg kellőképpen ha a ház vele szemben lévő felületéhez képest pontosan van beállítva és a közöttük lévő rés igen szűk. A kopás következtében a rés növekedésével a nyitott járókerékű szivattyúk folyadékszállítása rohamosan csökkenhet.



54. ábra



55. ábra

A járókerék rendszerint nagy fordulatszámú forog. Fontos követelmény tehát, hogy kiegyensúlyozott legyen, és a járókerék síkja a forgástengelyre pontosan merőlegesen legyen felszerelve (a járókerék ne "üssön" tengelyirányban).

A lapátozás és a járókerék alakja attól függ, hogy a szivattyút milyen folyadékszállításra és szállítómagasságra készítették. A folyadékszállítás és a szállítómagasság egymáshoz való viszonya alapján négyféle alaptípusú lapátozás terjedt el. A négyféle jellegzetes lapátalakot az 56. ábra mutatja.

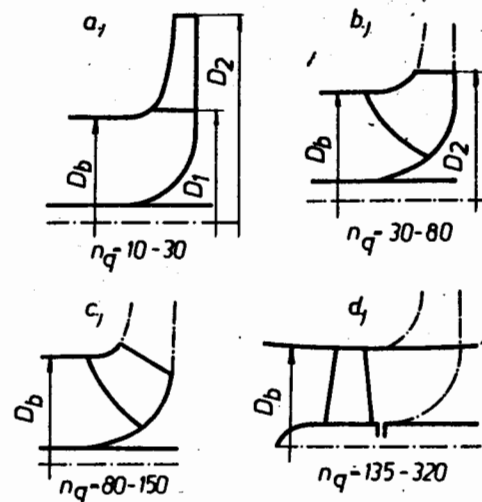
Adott fordulatszám mellett minél nagyobb a kilépő D_2 átmérő, annál nagyobb a kilépő kerületi sebesség és ezáltal a szállítómagasság értéke. A járókerék belépő D_1 átmérőjét a folyadékcszállítás határozza meg. Ha nagyobb az átáramló folyadék mennyisége, nagyobb átáramló keresztmetszetre van szükség, nagyobb lesz a D_b , illetve a D_1 átmérő, valamint a b_1 és b_2 lapátszélesség.

Az 56. ábrán látható lapátok a következő üzemi viszonyokra alkalmasak:

- jelű kerék a folyadékcszállításhoz képest nagy szállítómagasság, vagy a szállítómagassághoz képest kis folyadékcszállítás esetén;
- jelű kerék a folyadékcszállításhoz képest közepes szállítómagasság, vagy a szállítómagassághoz képest közepes folyadékcszállítás esetén;
- jelű kerék a folyadékcszállításhoz képest kis szállítómagasság, vagy a szállítómagassághoz képest nagy folyadékcszállítás esetén;
- jelű kerék a folyadékcszállításhoz képest igen kis szállítómagasság, vagy a szállítómagassághoz képest igen nagy folyadékcszállítás esetén.

A különböző típusú járókerekek üzemi jellemzői különbözőek. Feltétlenül szükség van egy olyan típusjellemző bevezetésére, amely típusonként változik, és egy-egy típusra meghatározott értéket ad. Az egyes lapátípusok számmal kifejezett típusjellemzője az un jellemző (vagy gyorsjárati) fordulatszám (n_q) annak a gépnek a fordulatszámával azonos - egy típuson belül -, amely $Q = 1 \text{ m}^3/\text{s}$ folyadékmennyiséget $H = 1 \text{ m}$ magasra szállít a legjobb hatásfokú pontban.

Egy szivattyú jellemző fordulatszáma az üzemi jellemzőiből (a levezetés mellőzésével) a következő képlet alapján határozható meg:



56. ábra

$$n_q = n \cdot Q^{1/2} \cdot H^{-3/4} \left[\frac{1}{\min} \cdot \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) \frac{1}{2} \cdot \text{m}^{-3/4} \right]$$

ahol n a szivattyú üzemi fordulatszáma.

Az 56. ábrán látható lapátípusok jellemző fordulatszámait az ábra tartalmazza. (A jellemző fordulatszámok a jelleggörbékre való hatását a jegyzet jelleggörbékkel foglalkozó részében vizsgáljuk meg).

Az örvényszivattyúk hatásfoka $n_q = 10$ alatt annyira romlik, hogy a szállítómagasságot vagy többfokozatu (töblblépcsős) szivattyúval állítják elő, vagy térfogatkihasználásos szivattyút alkalmaznak.

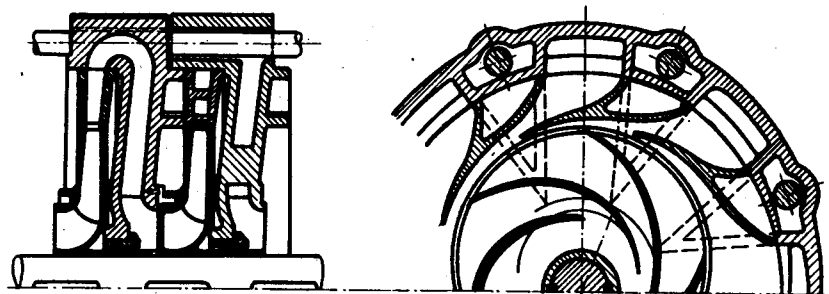
2.3.4.3 A vezetőkerék

A járókerékből kilépő folyadék abszolút sebessége c_2 . A folyadék a járókerék érintőjéhez viszonyítva β_2 szög által meghatározott irányban áramlik ki és a c_2 sebességnek megfelelő $\frac{c_2^2}{2g}$

mozgási energiával rendelkezik. Ezt a mozgási energiát lehetőleg minél kisebb veszteséggel nyomási energiává kell átalakítani. Ez a folyamat az örvényszivattyúkban vagy a ház diffuzorszerűen kialakított nyomóterében, vagy a beépítésre kerülő vezetőkeréken megy végbe.

A vezetőkerék feladata lehet töblblépcsős szivattyúknál a folyadék rávezetése a következő járókerékre. (53. ábra visszavezetőkerék). A vezetőkerék voltaképpen a járókereket körülvevő gyűrűszerű test (57. ábra), amelyben csatornarendszer van. A járókerékből kiáramló folyadék a vezetőkerék csatornáiba lép és azokban lelassul. A csatornákat úgy kell kialakítani, hogy az energiaátalakulás minél kisebb veszteséggel történjék. A vezetőkerék lapátjainak száma rendszerint eggyel több vagy kevesebb, mint a járókerék lapátjainak száma.

A vezetőkerék anyaga legtöbbször megegyezik a járókerék anyagával.



57. ábra

2.3.4.4 A szivattyúház

A szivattyúháznak az a hidraulikai szerepe, hogy a folyadékot a szívóvezetékéből a járókerékhez vezesse és a vezetőkerekből, illetve a járókerékből kilépő folyadékot összegyűjtse és a nyomóvezetékbe juttassa. Egyes esetekben a szivattyúház nyomóterének feladata a folyadék mozgási energiájának átalakítása nyomássá. A vezetőkereket is a szivattyúházba építik. Emellett a szivattyúház egyúttal a csapágyak (kivéve ha azokat külön csapágytartó bakra szerelik), tömszelencék, légtelenítő és egyéb szerelvények foglalta is. A szivattyúház az alaplemezhez vagy a betonlaphoz, illetve - különleges kialakításnál - a csővezetékben csatlakozik (64. ábra Calor szivattyú). Sok esetben a szivattyút hajtó peremes motort is a szivattyúházra szerelik. Kialakítása sokféle lehet. Az épületgépészetben használatos szivattyúk csigaházas, vagy pedig gyűrű alakú szivattyúházzal rendelkeznek. A csigaház főként az egyfokozatu szivattyuknál használatos. (51. ábra). Jellemzője, hogy keresztmetszete a járókerék forgásirányában a nyomócsont felé haladva egyenletesen bővül. Ha a sebességenergia a csigaház végén a kívánt mértéknél nagyobb, akkor a csigaház után még egy diffuzort csatlakoztatnak. A többfokozatu szivattyúk háza rendszerint nem csigaházas, hanem gyűrűs alakú. (53. ábra).

A ház kialakításával kapcsolatban jelentős követelmény a szerelhetőség. Már a gyártásnál is fontos, hogy a szivattyú alkatrészeit könnyen és pontosan lehessen összeszerelni. De még inkább jelentős, hogy az üzemeltetés során javításnál, alkatrészcserenél üzemi körülmények között is jól szerelhető legyen a szivattyú. Az egyfokozatu szivattyuknál a jó szerelhetőség könnyebben megoldható, mint a többfokozatu gépeknél. A szerelhetőség érdekében a többfokozatu gépek szivattyúházát legtöbbször osztottan készítik. Az osztás sikja többnyire a tengelyre merőleges (53. ábra). Az osztott ház részeit csavarok rögzítik egymáshoz.

2.3.4.5 Tengelyirányú erő felvételére szolgáló szerkezet

A járókerékre kétoldalt ható folyadéknyomás és a fellépő impulzuserő következtében tetemes tengelyirányú erők ébredhetnek. Ezeknek a tengelyirányú erőknek különösen többlépcsős turbina-szivattyuknál van komoly szerepük, ahol nagyságuk miatt legtöbbször külön szerkezet biztosítja a tengely tehermentesítését. A tengelyirányú erők eredője a járókerék hátoldalán lévő nagyobb nyomás miatt a tengelyt a járókerék szívóoldala felé elnyomni igyekszik. E tengelyirányú erők nagysága üzem közben változik, ha változik a szállítómagasság és a folyadékszállítás.

Mivel nem engedhető meg, hogy a szivattyú forgórésze a tengelyirányú erő hatására elmozduljon, szükséges, hogy vele szemben ugyanakkora, de ellentétes irányú erő hasson. A kiegyenlítés mechanikus módon, vagy hidraulikus elven működő szerkezettel valósítható meg. A mechanikus megoldás módja az, hogy a szivattyú tengelyét axiális erő átvételére alkalmas, golyós-, vagy siklócsapággal támasztják meg. Ha a tengelyirányú erő igen nagy, akkor a megfelelő csapágyméretei is igen nagyok és ez hátrányos lehet. A csapágyak alkalmazásának hátránya még az is, hogy ezek kopó alkatrészek, melyek cseréjével számolni kell, illetve karbantartásukról kell gondoskodni.

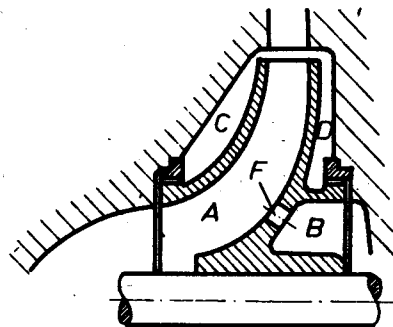
Hidraulikai elven alapuló megoldása a tengelyirányú erő kiegyenlítésének a járókerek szimmetrikus elrendezése, résgyűrűk és kiegyenlítő furatok alkalmazása, valamint kiegyenlítő tárcsa alkalmazása.

A járókerék szimmetrikus elrendezésének legegyszerűbb kivitele a kettős beömlésű járókerék, amelynek mindkét oldalán ugyanolyan nyomások vannak. Az ébredő axiális erőhatások emiatt egyenlő nagyságúak, de ellentétes értelműek, ezért külső szerkezettel nem kell az axiális erőhatásokat ellensúlyozni (33. a. ábra.) Az 58. ábrán kettős résgyűrűvel és kiegyenlítő furattal működő tengelyirányú erőkiegyenlítő szerkezet látható.

A járókerék két oldalán hasonlóan kialakított résekben levő azonos átmérőjű résgyűrűk elválasztják az A és B jelű tereket a C és D jelű terektől. A C és D terekben levő folyadék minden oldalról ugyanakkora nyomást gyakorol a járókeréknek arra a részére, amelyik a résgyűrűkön kívül van. Az A és a B tereket furatok kötik össze, hogy e terekben is azonos legyen a nyomás. E megoldás hátránya, hogy a résvesztés nagyobb lesz, mint a tehermentesítés nélküli szivattyúnál. A gyakorlatban rendszerint az F jelű nyílások nem készíthetők - szerkezeti okokból - akkorára, hogy a nyílás két oldalán a nyomások közel azonosak legyenek, ezért a szimmetrikus elrendezés nem valósítható meg. Ilyenkor meg kell állapítani azokat a résgyűrűátmérőket és méreteket, amelyekkel az axiális terhelést számítva annak értéke közel zérus.

Az ilyen tehermentesítés a tengely axiális irányú megtámasztását nem teszi feleslegessé, csupán a csapágyak tengelyirányú terhelését csökkenti.

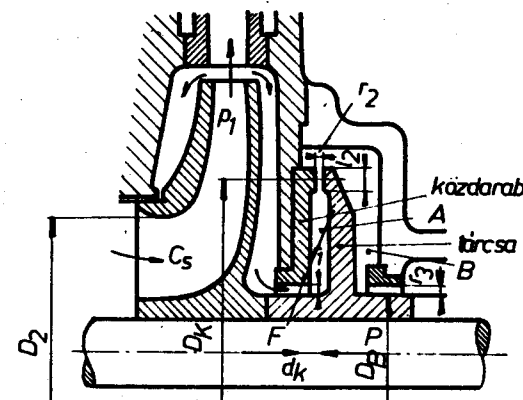
Előnyös és gyakran alkalmazott szerkezet a tengelyirányú erő kiegyenlítésére a kiegyenlítő (tehermentesítő) tárcsa. Ennek beépítése többlépcsős gépeknél elterjedt már azért is, mert egyszerű kivitele mellett a kerekek szokásos elrendezését és kapcsolását nem zavarja meg. Ha tehermentesítő tárcsát alkalmazunk, akkor a



58. ábra

tengely szabad játékát - axiális irányban korlátozni nem szabad, mert ennél az elrendezésnél az axiális erők egyensúlya éppen a tengely kismértékű eltolódásával valósul meg. Ilyen tehermentesítő tárcsás megoldást mutat az 59. ábra. A kiegyenlítő tárcsát az utolsó nyomóoldali járókerék után rögzítik a tengelyre és eléje a házra az ellendarabot.

A szivattyú nagynyomású részéből az r_1 jelű résen át folyadék áramlik a kiegyenlítő tárcsa és az ellendarab közé és azokat eltávolítja egymástól. Ezáltal közöttük rés (r_2) keletkezik, amelyen át a folyadék az A térből a kiegyenlítő tárcsa mögé, a B kisnyomású térbe kiáramlik, majd onnan az r_3 résen át a tömszelencén keresztül kilép a szivattyúból. Az r_1 rés mérete állandó és ezért a rajta átáramló folyadék nyomásesése is állandó. Az r_2 rés nagysága változik, ha a szivattyú forgórésze az axiális erő hatására elmozdul. Az r_2 rés nagyságának változásakor változik a rajta átáramló folyadék nyomásesése és ennek függvényében változik az A



59. ábra

térben a nyomás is. A tengelyirányú erő a forgórészt bal felé nyomja és az r_2 rést szűkíteni igyekszik. A szűkítés miatt a résen való átáramláshoz nagyobb nyomáskülönbségre van szükség: az A térben nő a nyomás. Az A térben addig nő a nyomás, amíg az A és B tér nyomáskülönbsége miatt a tárcsára ható erő egyensúlyozza a tengelyirányú erőt ($P = F$).

A szerkezet hátránya, hogy csak tiszta folyadékot szállító szivattyuként használható, továbbá a kiáramló folyadék miatt növekszik a szivattyú résvesztése és romlik a volumetrikus hatásfoka.

2.3.4.6 Tömítések, megkerülő vezeték, légtelenítő csapok

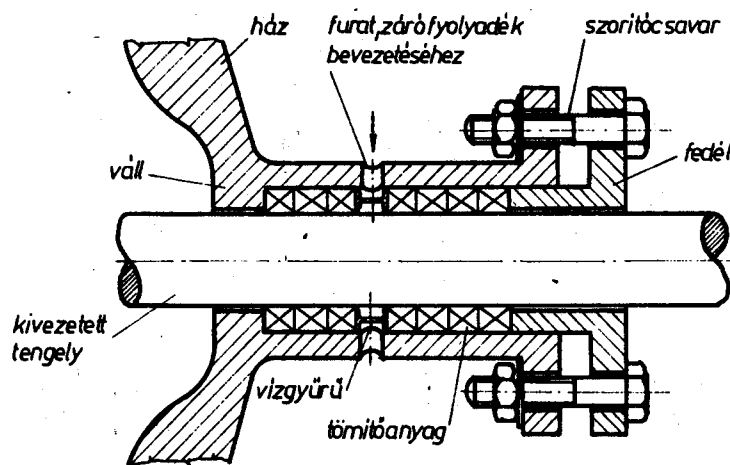
A tömítések a szivattyú rendkívül fontos részei. Meghibásodásuk megakadályozhatja a szivattyúk üzemeltetését. Álló alkatrészek között, valamint álló és mozgó alkatrészek között lehetnek tömítések.

Az álló és mozgó alkatrészek közötti tömítéssel, rendszerint olyan forgó tengelyeket tömítenek, amelyek kivezetésénél a nagyobb nyomású téréből a kisebb nyomású térbe történő folyadékáramlást kell megakadályozni.

Az örvényszivattyúk jellegzetes tömítőszerve a tömszelence, amely nagy nyomáskülönbség mellett is tömit. Legáltalánosabban elterjedt az olyan tömszelence, amelyen a tengelyt vele egytengelyű hengeres fészek veszi körül. A hengeres fészek és a tengely alkotta körgyűrű keresztmetszetű teret karikára hajtott, négyzet keresztmetszetű grafitos, fagyus pamutzsinor tölti ki. Ezeket fedélszerűen kiképzett persellyel az ún. tömszelencefedéllel szorít-

ják össze. (60. ábra). A tömszelencébe helyezett zsinórok üzem közben kopnak, ezért a tömszelencét időnként után kell állítani. Kismértékű csepegést azonban meg kell engedni, mert a kopást a folyadék kenőhatása csökkenti és a keletkezett surlódási hőt is elvezeti a folyadék. A tömszelencefészkekbe a tömitőgyűrűket úgy kell behelyezni, hogy a gyűrűk elvágott részei ne legyenek egy vonalban.

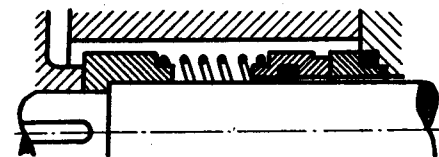
A tömitőgyűrűk közé acélból készült vízgyűrűt is szoktak helyezni és ezen keresztül hűtés vagy kenés céljából vizet (vagy más szállított folyadékot) vezetnek be a tömszelencébe (Pl. 66. ábrán lévő kazántápszivattyú). A szivóoldali tömszelencénél majdnem mindig alkalmaznak vízgyűrűt, amelybe a nyomóoldalról nagynyomású folyadékot vezetnek. Ezzel megakadályozzák, hogy a tömszelencén keresztül levegő kerüljön a szivattyú (legtöbbször a légköri nyomásnál alacsonyabb nyomáson lévő) szivóterébe. Ilyenkor a tömszelence csepegése azt is jelzi, hogy a szivattyuba nem hatol be levegő.



60. ábra

Azt a vékony vezeték, amelyen át a folyadék a nyomótérből a szivóoldali tömszelencébe kerül, megkerülő vezetéknek nevezik. A megkerülő vezetékbe rendszerint csapot is szerelnek a folyadék mennyiségének szabályozására.

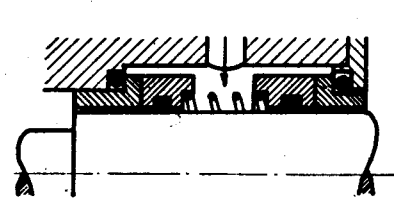
Ujabbán egyre inkább alkalmaznak olyan különleges tömitőszerkezeteket, amelynek tömitőelemei egymáson futó gyűrűk. A gyűrűk anyaga acél, bronz, műanyag, műszen stb. A forgó csuszógyűrű homlokfelületét a belső nyomás, vagy rugó szorítja a tömitőfelületre. Sokféle, a különböző alkalmazási területeknek megfelelő megoldás alakult ki.



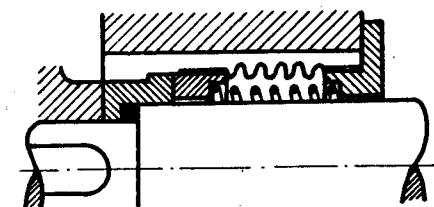
61. ábra

Kisebb túlnyomású szivattyúter tömitésére semleges kémhatású közeg esetében a 61. ábrán látható megoldás vált be. Nagyobb nyomások és forró közeg esetében, amikor a tengelyt hűtővízzel kell körülvenni, kettős a tömités. Ennél a megoldásnál egy-egy tömitőfelületre csak félakkora nyomás

máskülönbség jut (62. ábra), ha a zárófolyadék nyomását megfelelően állítják be. Ez az elrendezés vákuummal szembeni tömitésre is használható. Egyes esetekben a rugóval feszített részeket rugalmas csőmembrán tömiti (63. ábra). Az ilyen tömitések rugóját a membrán helyettesítheti is. Ilyen az 53. ábrán látható TTM 6/10 típusú szivattyú nyomóoldali tömitése.



62. ábra



63. ábra

A szivattyúház legmagasabb részébe csapokat szerelnek, amelyek át a szivattyuba került levegő kiereszthető. A légtelenítést a szivattyúk gépkönyveiben meghatározott módon általában minden indítás előtt el kell végezni. A többfokozatú szivattyúk minden fokozatánál szerelnek a házba légtelenítő csapot. A szivattyúkat rendszerint ellátják üritő csonkkal, illetve üritő csonkokkal is.

2.4 Az épületgépészetben gyakrabban használatos örvényszivattyúk

Hidegvíz szállítására alkalmazzák az ún. általános felhasználású szivattyúkat. A szivattyúk maximum 80°C hőmérsékletű nem szennyezett víz szállítására alkalmasak. Vízől eltérő közeg szállításakor a folyadék viszkozitása maximum 5 E° lehet. Kétféle típus-család ismeretes:

1. / Többfokozatu örvényszivattyuk TTA, illetve TTM sorozat
2. / Egyfokozatu csigaházás centrifugál szivattyuk peremes és tengelykapcsolós kivitelben (BTS, BTMS, illetve BAS BS és BMS sorozat).

A kétfajta típuscsalád egy tagja látható az 53., illetve az 52., és 51. ábrákon.

A többfokozatu turbinaszivattyuk (TTA, illetve TTM) $Q = 60-1700$ l/p folyadékszállítás és $H = 10 - 308$ méter névleges manometrikus szállítómagasság között alkalmazhatók. Az egyfokozatu csigaházás centrifugál szivattyuk $Q = 44 - 4000$ l/p folyadékszállítás és $H = 4,5 - 48$ méter névleges manometrikus szállítómagasság között alkalmazhatók. E szivattyuknál a nyitott járókerék miatt megengedett enyhén szennyezett folyadék szállítása is.

A TTA, illetve TTM szivattyuk önfelszívóak, maximálisan 6 m a manometrikus szívómagasságuk.

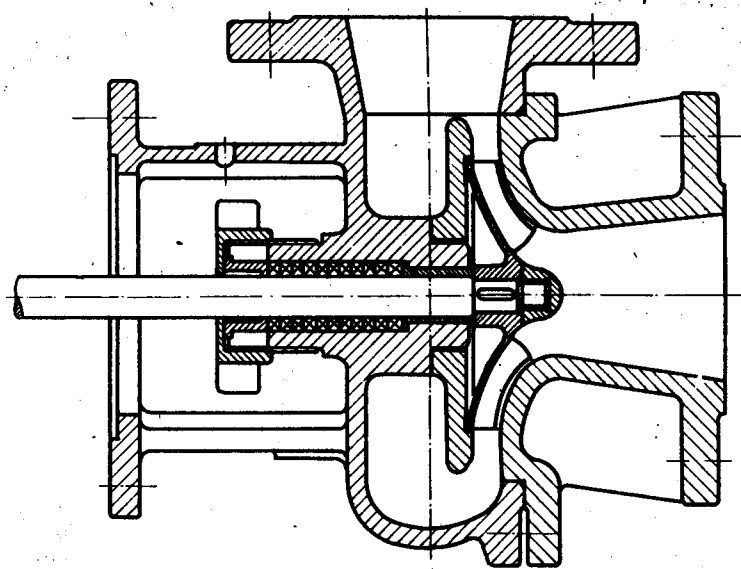
Szivattyus melegvizfűtések keringtető szivattyujaként napjainkig szinte kizárólag a CALOR típusu keringtető szivattyu került beépítésre. Négyféle nagyságban és kétféle fordulatszámra hajtva készül. A CALOR szivattyuk igen egyszerű felépítésűek (64. ábra), karbantartást alig igénylő gépek. A szivattyuk alapozás és külön alátámasztás nélkül építhetők a csővezetékre, mert a peremcsatlakozások egyben biztosítják a szivattyu megfogását is, ezzel szemben a csővezetékek alátámasztásának a szivattyut is hordani kell. A szivattyuba a nyitott járókerékhez a víz a szívóoldalon keresztül áramlik, majd a szivattyuház gyűrű alaku gyűjtőterébe kerül, ahonnan a nyomócsonkon keresztül távozik. A szivattyu és az elektromotor egy egységet képez. A szivattyu a motor peremére van építve, a járókerék pedig a motor meghosszabbított tengelyvégére lett felékelve. A szivattyu csapágyazására is a motor golyóscsapágyai szolgálnak. A szivattyu forgásiránya a motor felől nézve az óramutató járásával egyező. A tömszelencébe grafitos pamuttömítést célszerű elhelyezni. A szállított víz maximális hőfoka 80°C . A Calor szivattyu teljesítményhatárai: $Q = 1,8 \text{ m}^3/\text{ó} - 92 \text{ m}^3/\text{ó}$
 $H = 0,45 - 3,7 \text{ m}$.

A fűtési rendszerek - gazdaságos kialakítása - szempontjából jó lenne, ha nagyobb szállítómagasságú és magasabb hőmérsékletű vizet szállító keringtető szivattyuk lennének. Fejlesztés alatt áll a Calor 100/100 típusu szivattyu, mely tömszelence nélküli hermetikus kivitelű egylépcsős centrifugál szivattyu (65. ábra),

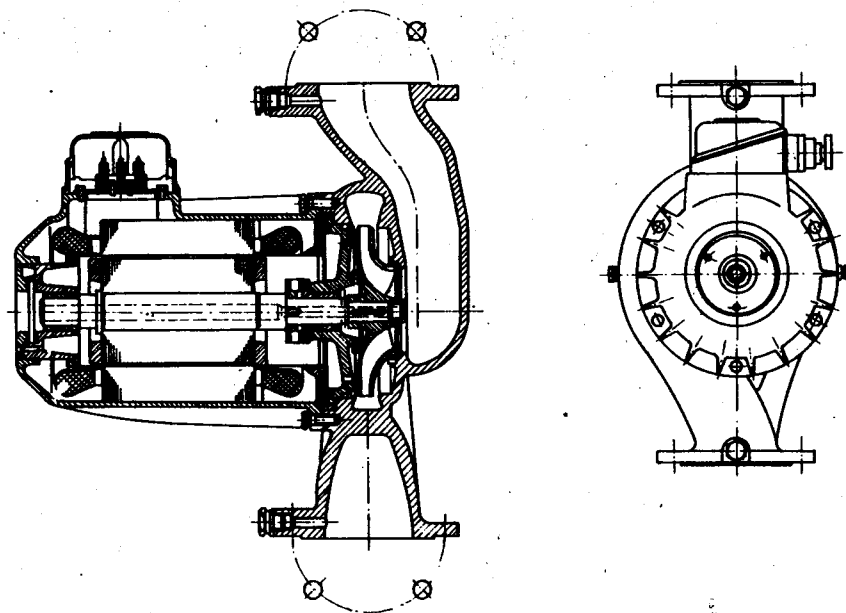
Teljesítményhatárai:

$$Q = 150 \text{ l/p} - 750 \text{ l/p}$$

$$H = 8 - 11 \text{ m}$$



64. ábra



65. ábra

A legjobb hatásfoku pontban:

$$Q = 600 \text{ l/p}$$

$$H = 10 \text{ m}$$

$$\eta = 72\%$$

A szivattyu max. 105^o-os víz keringtetésére alkalmas és csővezetékbe beépíthető lesz.

A tömszelence nélküli jellegnek megfelelően a motor rövidrezárt forgórésze vízben forog. A siklócsapágyakat a szállított víz keni. A motor állórészét a vitzértől egy, az állórész belső hengeres felületére erősített betétső választja el. A szivattyu lapátozása úgy van kiképezve, hogy minél csendesebb, rezgésmentes üzemet biztosítson.

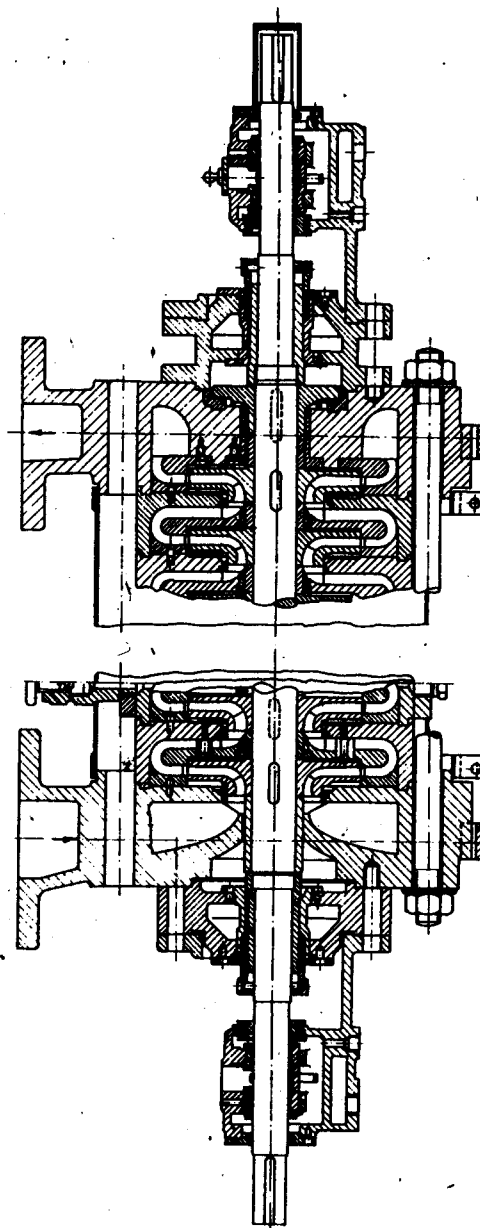
Az épületgépész gyakorlatban használatos középnomású kazánok tápszivattyuja az FT típusu egyedi gyártású többlépcsős örvényszivattyu (66. ábra). A típuson belül 6 méret nagyságban III-X fokozatszámban gyártják. A kazántápszivattyu többfokozatu radiális átömlésű járókerekes örvényszivattyu. A szivattyu tengelye vízszintes, szívó- és nyomócsonkja függőleges felfelé áll. A szivattyu acélöntésű közdarabokból van összerakva. Fokozatonként egy-egy közdarab magában foglalja a járókereket, a vezető- és visszavezető lapátcsatornákat, a résgyűrűkkel és az alapperselyekkel együtt.

A kazántápszivattyu felhasználási területe általában olyan, hogy egy szabadvízfelszínű zárt térből kapja a vizet, amelyben a víz hőmérsékletéhez tartozó telítési nyomás uralkodik. A fellépő nyomásvesztések miatt a szivattyunak hozzáfolyást kell biztosítani.

A járó és vezetőkerekek nagysága típusonként változik. Egy géphez tartozó darabszámát a fokozatszám határozza meg. A csonkokat és a közdarabokat összekötő csavarok fogják össze. A hűtött tömszelence szerkezetek a szívó- és nyomóoldali előtét házban vannak elhelyezve. A tömítés grafitos fagyus pamutkarikákból áll. Az előtét házakhoz konzolosan csatlakoznak a hűtött olajkenésű siklócsapágyak. Az üzem közben fellépő axiális erőt a nyomás kiegyenlítő tárcsa veszi fel.

A szivattyu testet lemezburkolat takarja. Ez biztosítja az összekötő csavarok melegítését. Az összekötő csavaroknak a szivattyu testtel közel azonos hőfokra kell fölmelegedni mert ellenkező esetben maradó nyulást szenvedhetnek, amely a szivattyu károsodását okozhatja.

A tápszivattyukat célszerű ellátni minimális vízvezetés céljából biztonsági visszavezetéssel. Ha üzem közben a tápszelep teljesen lezárna a tápszivattyut, az rövid idő alatt tönkremenne, ezért a legjobb hatásfoku üzemi ponthoz tartozó visszaillesztés 15-20%-ának elvezetését mindig biztosítani kell.



66. ábra

E szivattyúk alkalmasak $t = 80 - 200^{\circ}\text{C}$ hőmérsékletű víz szállítására.

Teljesítményhatárok:

$$Q = 120 - 3600 \text{ l/p}$$

$$H = 80 - 1200 \text{ m.}$$

Távfütések kondenzvíz visszatápláló szivattyúja az FK típusu egyedi gyártású kondenzvízszivattyú.

A szivattyú hasonló felépítésű, mint a kazántápszivattyú: többfokozatu - radiális átömlésű járókerekkel rendelkező centrifugál rendszerű. Ötféle nagyságban és II-X fokozatszámban készül. A sorozat egy tagját a 67. ábra mutatja. A kondenzvíz $t \pm 30 - 105^{\circ}\text{C}$ hőmérsékletű lehet.

Teljesítményhatárok:

$$Q = 60 - 3300 \text{ l/p}$$

$$H = 16 - 200 \text{ m.}$$

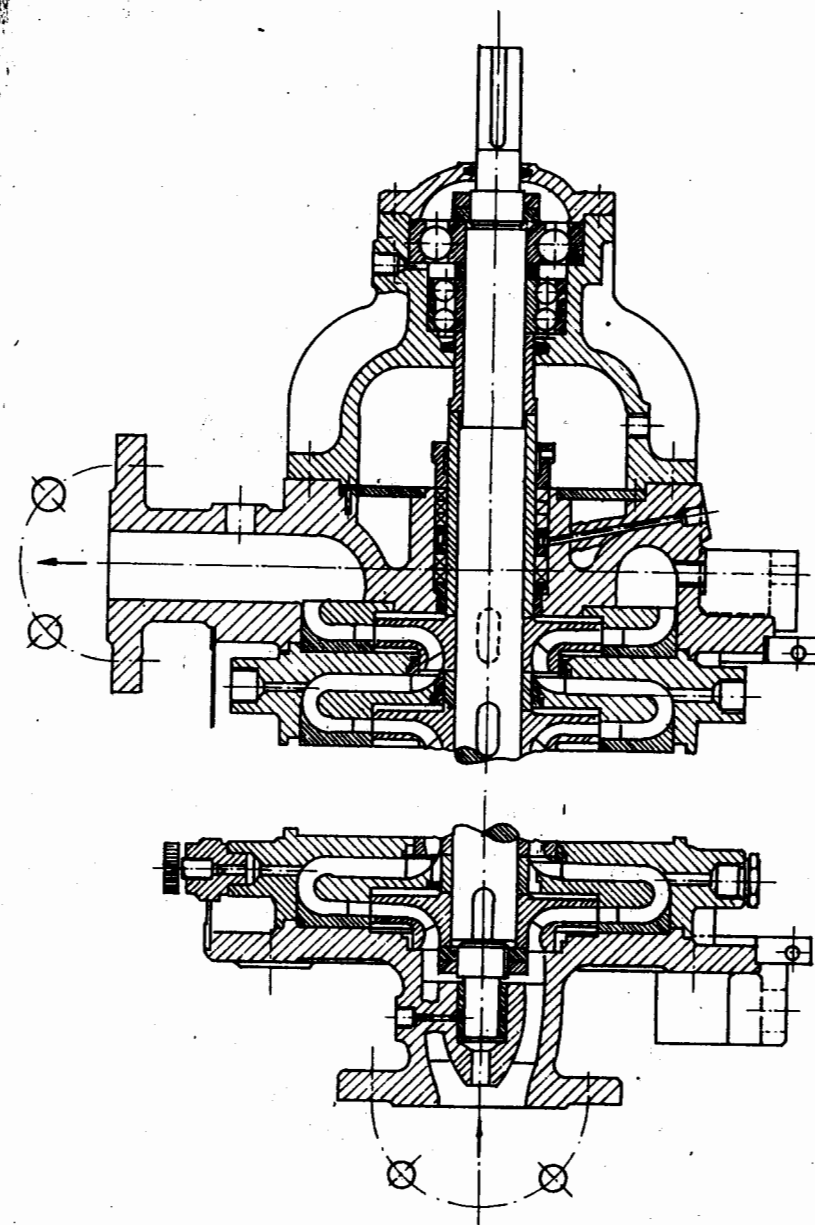
A szivattyú tengelye csak a nyomóoldalon van tömszelencében kivezetve, míg a szívóoldalon a szívófedélben elhelyezett vízkénésü siklócsapágyban van ágyazva. A tömszelence vízzáró gyűrűvel van ellátva, melyen keresztül vizet vezetve a tömszelence hűthető. A szivattyúhoz hozzáfolyási magasság szükséges.

A szennyvíz átemelésére használt egyfokozatu szennyvízáttemelő csigaházás szivattyúk típusort alkotnak.

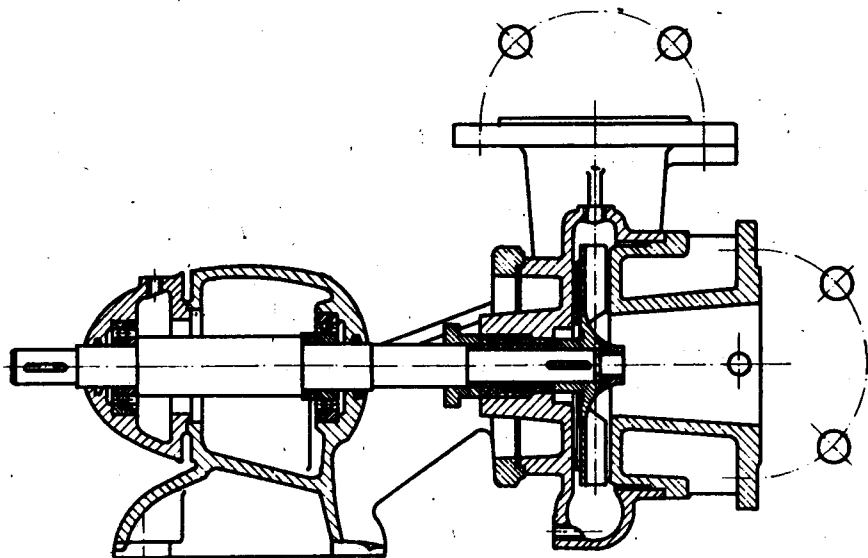
Készülnek, tengelykapcsolós, peremes és hosszabbított tengelyes kivitelben többféle fordulatszámra hajtva, többféle méret-nagyságban. (BSZA, BSZ, BMSZ, BTSZ, BTMSZ, BTSZ 506-1012 stb. sorozat). A sorozat egy tagját a 68. ábra mutatja. A szennyvízszivattyúk csigaházás, egyfokozatu, nyitott járókerekű 15 mm méretű darabos anyagokat is tartalmazó szennyezett víz szállítására alkalmasak. A szivattyúk járókerekének három lapátja van, így az átömlőcsatornák bővekek, darabos anyagokat is képesek szállítani. A lapátok szűk réssel illeszkednek a szívóoldal megmunkált homlok-lapjához. A szivattyúba bekerülő igen nagyméretű darabos anyag, vagy a leálláskor leülepedett és besűrűsödött szennyeződés eltávolítására a csigaházon fedéllel lezárt tisztítónyílás van kialakítva.

$$Q = 175 - 4000 \text{ l/p}$$

$$H = 4,5 - 48 \text{ m.}$$



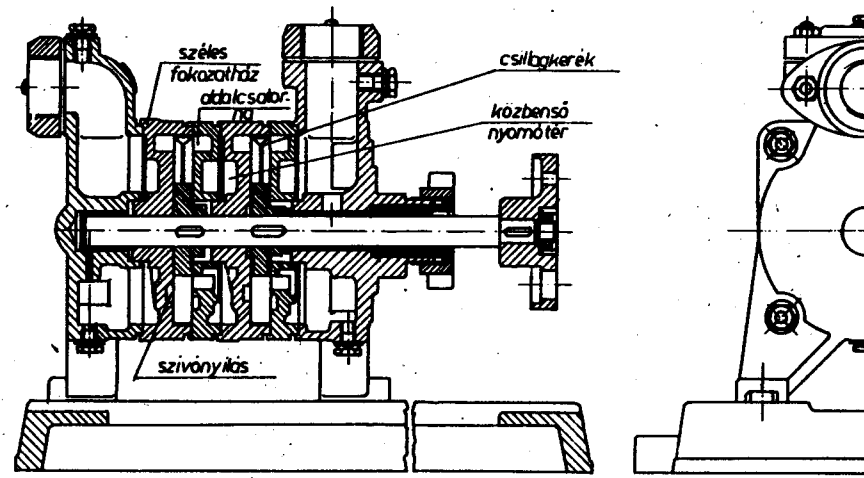
67. ábra



68. ábra

2.5 Az épületgépészetben gyakrabban használatos egyéb szivattyúk

Széles felhasználási területe miatt e szivattyúk közül legjelentősebb az ún. oldalcsatornás önfelszívó szivattyúk. A szivattyúk járókereke sugárirányú lapátokból álló csillagkerék. A szivattyúház oldalfelületén a lapátok mellett van a szivónylás (69. ábra széles fokozatházon). A folyadék innen a lapátok között kifolyik az oldalcsatornába, amely kb. háromnegyed környi ívhosszon a kerület külső részén van az oldalfal két oldalába süllyesztve. A háromnegyedkör kezdete a szivónylás irányában, a vége a nyomónylás irányában van. Az oldalcsatornában a folyadék energiatartalma impulzuscsere révén emelkedik, majd a forgástengelyhez közelebb fekvő szegmens (szivónylással szemben lévő oldalfalon) nyomónylásán át távozik a közbenső, illetve a végső nyomótérbe. A lapátok sodró hatása és az oldalcsatorna felületének ellenállása miatt az oldalcsatornában a víz keringő örvénylő mozgásba kezd, ami által az egy fokozattal elérhető nyomás kétszerese, háromszorosa a hasonló méretű és fordulatszámú örvényszivattyúkkal elérhető nyomásnak. A csillagkerék a fokozatházak falához szűk résekkel illeszkedik, ezért a szivattyú szennyezett, koptató anyagokat tartalmazó folyadékok szállítására nem alkalmas. A szivattyúk szerkezete rendkívül egyszerű. Kis méretük és a tengelyirányú erők



69. ábra

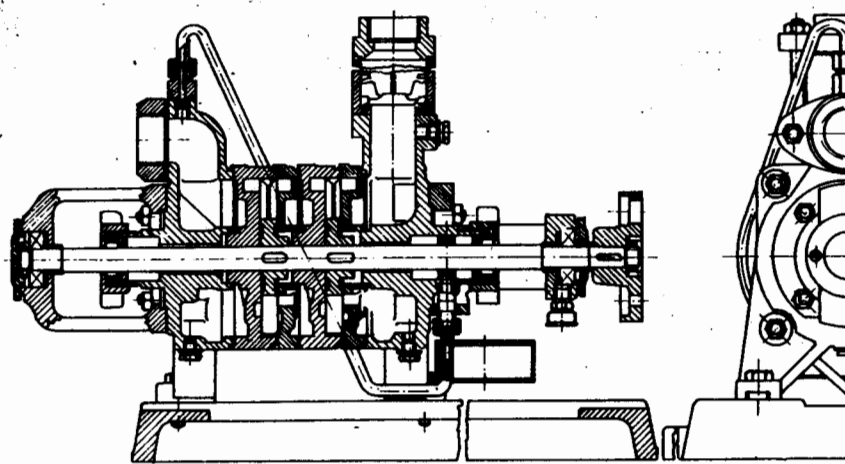
hiánya miatt sok esetben még a csapágyazást is belső vizkenésű csapágyakkal oldják meg. (69. ábra). A szivattyú előnye, hogy önfelszívó, vagyis a szívóvezetékéből a levegőt is ki tudja szívni, s így bekapcsolás után a szívóvezeték folyadékkal való feltöltése nélkül is megkezdődik a folyadékszállítás. Mivel hatásfoka viszonylag alacsony, ezért csak ott használják, ahol az örvényszivattyúk nem használhatók gazdaságosan (kis vízszállítás, nagy emelőmagasság) vagy az üzemeltetési költség elhanyagolható a szakaszos üzem miatt.

A hazánkban gyártott önfelszívó szivattyú normál kivitelű változata (D, DK, DKK) alkalmasak tiszta, hideg (max 80°C-) víz, vagy más folyadék szállítására, amely nem tartalmaz szilárd szemcsés szennyeződések, nem robbanásveszélyes és nem támadja meg a szivattyú szerkezeti anyagait.

Tiszta melegvíz (max. 95°C) szállítására az egy vagy kétoldali külső hűtött golyóscsapágyas kiviteli változat alkalmas (DKH; DKKH)

Robbanásveszélyes és gyúlékony anyagok szállításához tömszelence elszívásos egy vagy kétoldali külső golyóscsapágyas kivitelű alkalmas (DKTS, DKKTS 70. ábra).

Az épületgépészetben ezeket a szivattyúkat kisebb kazántelemek tápszivattyújaként, valamint kondenzvíz átemelő szivattyúnak igen gyakran használják. E szivattyúk kisnyomású olajszivattyúként is használatosak (DKKTS kivitel) olajtüzelésnél. A szivattyúk golyóscsapágyai zsirkenésűek.



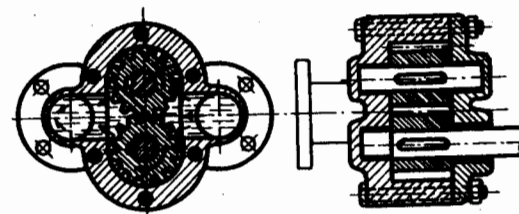
70. ábra

Teljesítményhatárok:

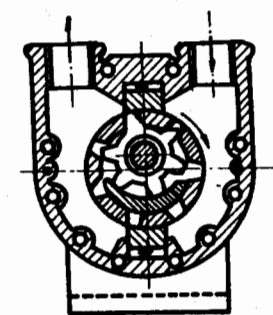
$$Q = 5 - 500 \text{ l/p.}$$

$$H = 16 - 96 \text{ m}$$

A fogaskerékszivattyukat az épületgépészetben szinte kizárólag olajtüzelésű berendezések olajszállító szivattyujaként, valamint az olaj porlasztásához szükséges nagyobb nyomás előállítására használják. A fogaskerékszivattyú igen egyszerű szerkezet. Szívó és nyomócsővel ellátott zárt házban áll, amelyben két vagy több egymással kapcsolódó fogaskerék van tengelyeken elhelyezve. A fogaskerekeket a ház minden oldalról körülveszi oly módon, hogy a fogaskerekek fejkörei és homloklapjai mellett csak kis hézagok vannak. A fogaskerekek közül az egyiket kívülről hajtjuk és ez a vele kapcsolódó fogaskereket (illetve fogaskerekeket) hajtja. A fogaskerekek tengelyei rendszerint a ház két oldalfalában vannak csapágyazva. A hajtott tengelyt tömszelencén keresztül vezetik ki. A szállított folyadék keneti a fogaskerekeket és a csapágyakat. A 71. ábra egy siklócsapágyas fogaskerékszivattyút mutat a 72. ábra pedig egy belsőfogazású fogaskerékszivattyút. A szivattyúk ha szilárd szennyeződések tartalmaz a folyadék, igen hamar tönkremennek, ezért rendszerint finom szűrőt építenek eléjük. A környezeti hőmérsékleten nem folyékony olajok (fűtőolajok) szállítására fűtött házu fogaskerékszivattyukat használnak. A szivattyú nyomóoldalára mindig kell tenni nyomáshatároló szelepet, nehogy



71. ábra



72. ábra

a nyomócső esetleges lezárásakor a szivattyúban túlzott mértékű nyomások keletkezzenek.

A tüzelő és fűtőolajok szállítására használt szivattyúkra jellemző a kis folyadékszállítás és a viszonylag nagy emelőmagasság.

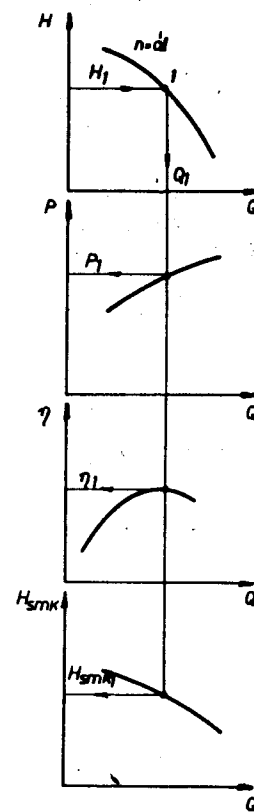
2.6 Szivattyúk jelleggörbéi, kavitáció

A szivattyúk üzemének legfontosabb jellemzői: a manometrikus szállítómagasság (H), az időegység alatt szállított folyadék térfogata - a folyadékszállítás (Q) - a szivattyú hajtásához szükséges teljesítmény (P_{motor}), a szivattyú hatásfoka (η) a szivattyú maximális szívóképessége (H_{smk}) és a szivattyúk fordulatszáma (n).

A szivattyú jelleggörbéje két szivattyújellemző közötti összefüggést határoz meg, vagyis azt, hogy az egyik jellemző megváltozása milyen irányú és mértékű megváltozást okoz a másik jellemző értékében. A legalapvetőbb jelleggörbe az ún. fojtásgörbe, amely a szállítómagasság és a folyadékszállítás közti összefüggést határozza meg állandó fordulatszámon. A görbéről leolvasható, hogy adott H_1 szállítómagasságra a szivattyú mennyi Q_1 folyadékot szállít az időegységben (73. ábra). A többi szivattyújellemzőt rendszerint a Q folyadékszállítás függvényében adják meg a gyártó vállalatok, így a teljesítményfelvétel - görbéről leolvasható az "1" üzemi állapotban szükséges tengelyteljesítmény (P_1) aminek alapján - a későbbiekben ismertetett módon - a hajtómotor kiválasztható. A hatásfok a szivattyú üzemeltetésének gazdaságosságát jellemzi, ennek η_1 értékét is le tudjuk olvasni a Q függvényében

felrajzolt hatásfokgörbéről. Végül a szivattyú maximális szivóképeség görbéjéből az állapítható meg, hogy a tényleges szivómagasság (H_{sm}) kisebb vagy nagyobb a H_{smkl} értéknél. A szivattyú csak akkor képes Q_1 folyadékmennyiséget H_1 metrikus emelőmagassággal szállítani, ha $H_{smkl} > H_{sm}$. A 73. ábrán felrajzolt görbék állandó fordulatszámra vonatkoznak. E görbéket általában egyetlen diagramban szokták ábrázolni, a 22. ábrán megismert módon.

A fojtásgörbe alakja szerint lehet lapos, illetve meredek. Lapos akkor, ha kismértékű (1...2%-os) szállítómagasság változáshoz (10...20%-os) folyadékszállítás - változás tartozik. Meredek, ha nagymértékű (10...20%-os) szállítómagasság változáshoz kismértékű (1...2%-os) folyadékszállítás - változás tartozik. A fojtásgörbe fenti tulajdonsága nagymértékben befolyásolja a szivattyúk kiválasztását, valamely folyadékszállítási feladatra.

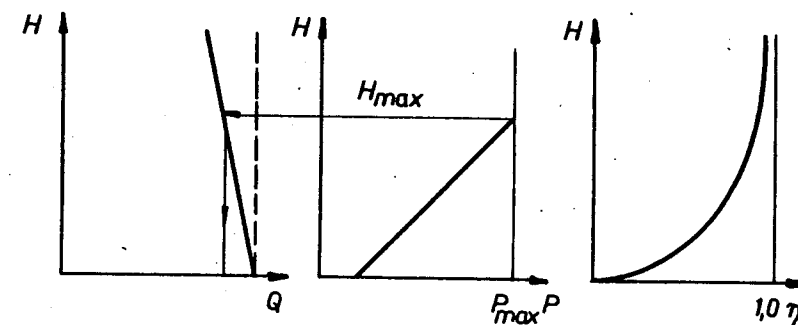


73. ábra

2.6.1 Külömféle szivattyúk jelleggörbéjének alakja

Dugattyús szivattyúk folyadékszállítását a henger térfogata és a löketség szám határozza meg. (A henger térfogatát megszorozva az időegység alatti löketek számával megkapjuk az elméleti folyadékszálítást. A szállítómagasság elvileg korlátlan lehet. Ha azonban a szállítómagasság növekszik, nagyobb lesz a szelepeken visszafolyó és a tömítetlenségeken elfolyó folyadék mennyisége, ezért a nyomás növekedésével a tényleges folyadékszállítás kismértékben csökken. A nagyobb nyomáskülönbség mellett történő folyadékszálításkor nő a dugattyúra ható erő és ezzel együtt nő a hajtóteljesítményigény is. A nyomást a hajtómű és a henger szilárdsága, valamint a hajtómotor teljesítménye korlátozza. Célszerű a dugattyús

szivattyúk jellemzőit (a viszonylag állandó folyadékszállítás miatt) a szállítómagasság függvényében ábrázolni. A jelleggörbéket a 74. ábra mutatja. A dugattyús szivattyúk vesztesége csekély, ezért hatásfokuk 90 ~ 95%-os. Szivóképeségük a dugattyú holtponthoz gyorsulásától függ, ezért a folyadékszálítástól gyakorlatilag független.

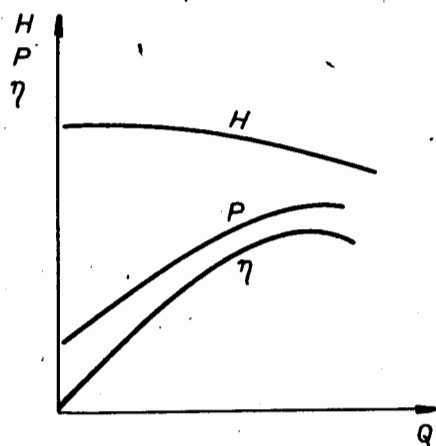


74. ábra

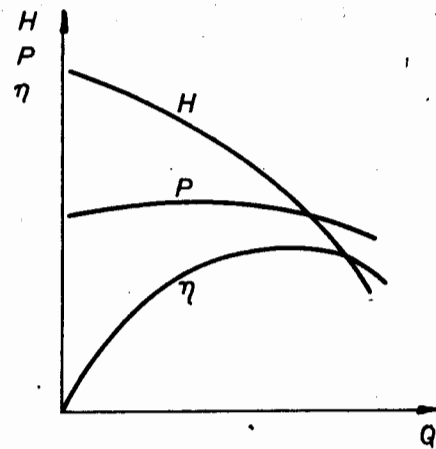
Az örvényszivattyúk jelleggörbéi elsősorban a járókerék kialakításától - a β_2 kilépési lapátszögétől és a jellemző fordulatszámtól - függenek.

A kis jellemző - fordulatszámú radiális kiömlésű járókerékű szivattyúk a folyadékszálításhoz képest viszonylag nagy szállítómagasságúak.

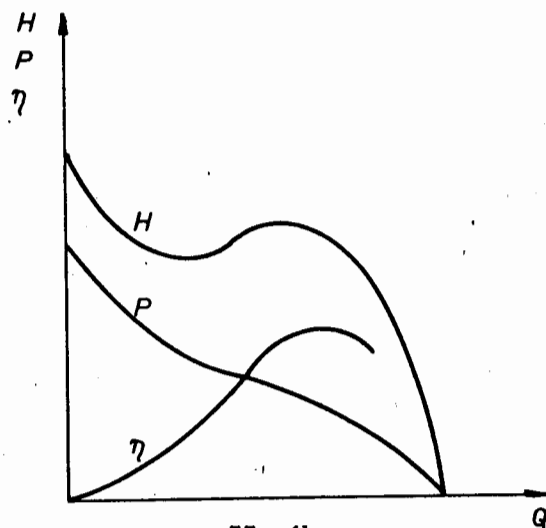
A szivattyú szállítómagassága a kerületi sebesség négyzetével arányos. Ehhez képest a folyadékszálítással arányos kiömlési sebesség csekély. Ezért a szivattyú fojtásgörbéje lapos, a szállítómagasságot tartja a szivattyú különböző folyadékszálításoknál. A teljesítményfelvétel ($Q \cdot H$ -val arányos mennyiség) a folyadékszálítással együtt növekszik. (75. ábra). A jegyzetben ismertetett épületgépészetben gyakran használatos centrifugálszivattyúk a Calor szivattyú kivételével ebbe a csoportba tartoznak. Közepes jellemző - fordulatszámú szivattyúk jelleggörbéje meredekebb, a teljesítményfelvétellel gyakorlatilag állandó (76. ábra). A Calor típusú szivattyú ilyen jelleggörbével rendelkezik. A nagy jellemző - fordulatszámú (szárnylapátos, vagy propeller) szivattyúk csavarként tolják át a nagymennyiségű folyadékot viszonylag csekély terhelőmagassággal szemben, ezért fojtásgörbéjük a legnagyobb vízmennyiségeknél igen meredek. A terhelőmagasság növelésével a szárnylapáton leválik az áramlás és ennek megfelelően az áramlási veszteségek miatt állandó marad, vagy esetleg még vissza is esik a szállítómagasság. Növekvő terhelőmagasságnál és csökkenő folyadékszálításkor a szivattyú jelleggörbéje a közepes jellemző fordulatszámú szivattyúk jelleggörbéjéhez hasonló (77. ábra). A szivattyúk teljesítményfelvétele a folyadékszállítás csökkenésével nő.



75. ábra

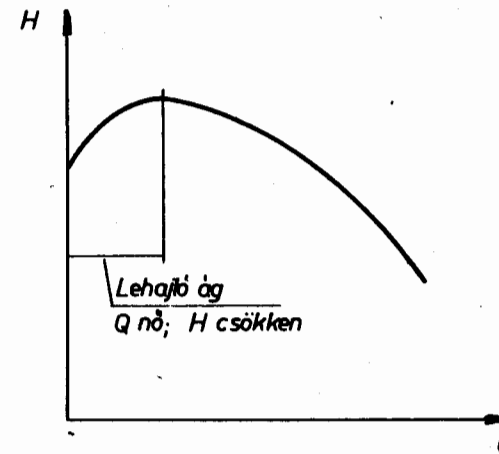


76. ábra



77. ábra

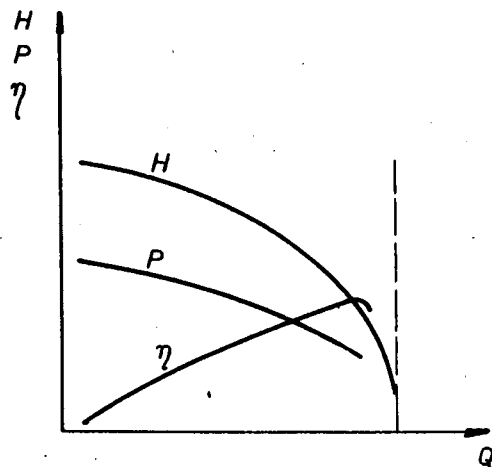
A szivattyú - mint a későbbiekben látni fogjuk - bizonyos körülmények között labilisán üzemelhet. E labilis működés lengésekben és ugrásszerű lökésekben jelentkezik és ezért mindenképpen káros. A labilis működés egyik feltétele, hogy a szivattyú jelleggörbéjének a kis folyadékmennyiségeknél legyen lehajló ága. (78. ábra).



78. ábra

Közvetlenül belátható, hogy a $\beta_2 > 90^\circ$ -kal szerkesztett előregörbitett lapátos gépek jelleggörbéjének a $H_{e\infty} = f(Q)$ egyenes emelkedő jellege miatt (48. ábra) - általában sokkal határozottabb és hosszabb labilitásra hajlamos ága van, mint a $\beta_2 < 90^\circ$ -kal szerkesztett hátragörbitett lapátos gépek jelleggörbéjének. Ilyen szempontból is a hátragörbitett lapátok kedvezőbb.

Az oldalcsatornás örvényszivattyúk működési elve részben térfogatkiszorításos, azonban a "rés" (csatorna) - méret itt rendkívül megnövekszik, s ennek káros hatását hivatott az örvénylő mozgás részben kiegyenlítani. Éppen ezért e szivattyúk fojtásgörbéje jóval laposabb, mint a dugattyús szivattyúké (hasonlít az örvényszivattyúkéra), de a teljesítményfelvétel - görbe alakja ezt mutatja, hogy dugattyús jellegű szivattyúkról van szó: növekvő folyadékszállításnál, vagyis csökkenő terhelőmagasságnál csökken a teljesítményfelvétel (79. ábra).



79. ábra

2.6.2 Kavitációs jelenségek szivattyúknál, örvényszivattyúk szivóképessége

Ha az áramló folyadék nyomása az áramlás folyamán valamely pontban az a pontban lévő hőmérsékletnek megfelelő telített gőz nyomására csökken, (20°C -on $p = 0,02383$ atm víz esetén) akkor a folyadék forrni kezd és folyékony, valamint gáznemű halmazállapotban egyaránt jelen lesz. Azt a jelenséget, amikor az abszolút nyomás ilyen nagymértékű csökkenése miatt a folyadék belsejében gőzbuborékok keletkeznek kavitációnak nevezzük. A kavitáció - az ürképződés - tehát a folyadéknak azon a részén lép fel, ahol az abszolút nyomás a - folyadék hőfokának megfelelő - telített gőz nyomásával egyezik meg, illetve az alá csökken. Ezen a helyen a folyadék folytonossága megszakad, és az így keletkező ürt a folyadék gőzei töltik ki.

A kavitáció káros jelenség, mert ha fellép lengésbe, káros rezgésekbe kerülhet a szivattyú, vagy az egész berendezés. A káros rezgések rövidítik az alkatrészek élettartalmát és törésre vezethetnek. A kavitáció hatására a szerkezeti anyagok roncsolódnak. Először a felületet támadja meg, majd lyukacsossá teszi azt, végül át is marhatja az anyagot. Hatására csökken a szivattyú folyadékszállítása és hatásfoka is.

Örvényszivattyúknál a legkisebb nyomású hely (kavitáció szempontjából kritikus hely) a járókerék - lapát beömlőelének környezetében van. A járókerék belépőélénél fellépő nyomásesést a

szakirodalom a szivattyú pozitív szivóképességének nevezi. (E nyomásesés egyrészt a kinetikus energia megnövekedése, másrészt az irányváltozási veszteségek miatt van).

A pozitív szivóképesség:

$$h'_s = \frac{p_s}{\gamma} - \frac{p_t}{\gamma}$$

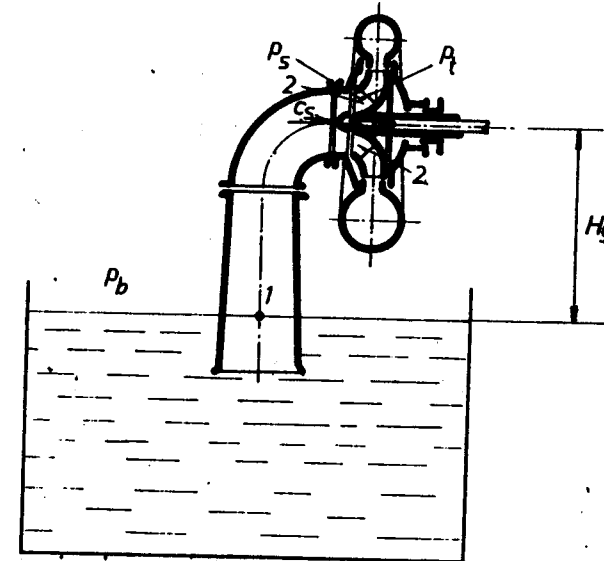
ahol p_s a járókerék előtt mérhető legkisebb nyomás (szívócsokban uralkodó nyomás)

p_t a lapát belépő élén a folyadék nyomása

γ a folyadék fajsúlya

(Azért pozitív, mert csak ideális szivattyúnál $h'_s = 0$, s minél nagyobb h'_s értéke, annál kisebb a manometrikus szívómagasság).

A 80. ábrán egy nyitott tartályból szív a szivattyú. Határozzuk meg azt a H_{smk} maximális (kritikus) manometrikus szívómagasságot, amelynél még nincs kavitáció. Ilyenkor a lapát belépő élén a nyomás értéke p_t .



80. ábra

Írjuk fel a Bernoulli egyenletet a folyadékfelszín 1 és a lapát előtt lévő 2 pontra. Vegyük figyelembe, hogy

$$c_1 = 0, \frac{p_1}{\gamma} = B, H_1 = 0, H_2 \approx H_g,$$

$c_2 = c_s$, a szivócső surlódási veszteségmagassága

$$h_{sz}, \text{ a } \frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_s}{\gamma}, \text{ és a } H_g + \frac{c_s^2}{2g} + h'_{sz} = H_{smk}$$

$$B = H_g + \frac{c_s^2}{2g} + h'_{sz} + \frac{p_s}{\gamma}$$

$$B = H_{smk} + \frac{p_s}{\gamma}$$

Illetve: $H_{smk} = B - \frac{p_s}{\gamma}$

Figyelembe véve, hogy $\frac{p_s}{\gamma} = h'_s + \frac{p_t}{\gamma}$

$$H_{smk} = B - \frac{p_t}{\gamma} - h'_s$$

Hideg víz szállításakor: $\frac{p_t}{\gamma} \approx 0$ és

$$H_{smk} = B - h'_s$$

Ha zárt tartályból szív a szivattyú és a tartályban a nyomás p , akkor a maximális manometrikus szivómagasság:

$$H_{smk} = \frac{p}{\gamma} - \frac{p_t}{\gamma} - h'_s$$

illetve hideg víz szállításakor:

$$H'_{smk} = \frac{p}{\gamma} - h'_s$$

Kazanberendezések tápszivattyúi sokszor nyitott tartályból szívnak, közel telített állapotban lévő vizet. Vizsgáljuk meg, hogy 100°C hőmérsékletű víz szállításakor mekkora H_{smk} értéke. Figyelembe

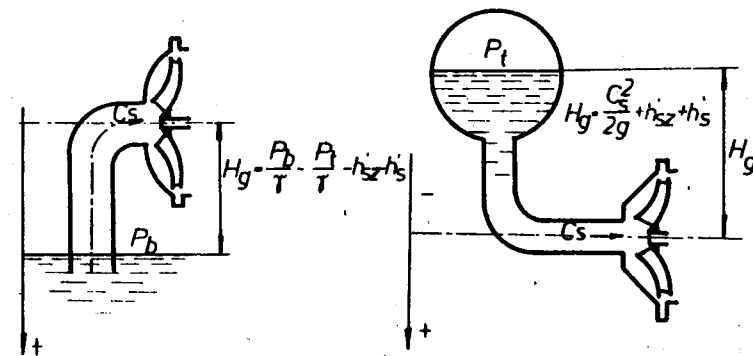
véve, hogy ebben az esetben $p_t \approx 1 \text{ atm} \approx p_b$ illetve $\frac{p_t}{\gamma} = \frac{p_b}{\gamma} = B$

$$H_{smk} = -h'_s$$

Rendezzük az egyenletet H_g -re

$$H_g = -\frac{c_s^2}{2g} - h'_{sz} - h'_s \text{ végeredményt kaptuk.}$$

A negatív előjel azt jelenti, hogy H_g magasságu hozzáfolyást kell biztosítani, hogy ne forrjon fel a víz. A hozzáfolyási magasságnak - mint helyzeti energiának - fedezni kell a folyadék felgyorsításához szükséges $\frac{c_s^2}{2g}$ mozgási energiát, a szivóvezeték surlódási veszteségeit, a lapátra érkezés irányváltóási veszteségeit, valamint a lapátra érkezéskor létrejövő kinetikus energia növekedést (81. ábra). Ez utóbbi kettő a h'_s pozitív szivóképesség. A H_{smk} -nak a folyadék hőmérséklettől való függését a 82. ábra mutatja.



81. ábra

A gyártóművek katalógusai általában csak a névleges (mértézési) üzemállapotban adják meg a H_{smk} értékét. Legtöbbször szükségünk van más üzemállapotban is a maximális manometrikus szivómagasság értékére. A pozitív szivóképesség a következő képlettel határozható meg:

$$h'_s = \left(\frac{n \cdot \sqrt{Q}}{S} \right)^{\frac{3}{4}}$$

ahol S állandó az un. fajlagos szivósebesség, egy szivattyunál gyakorlatilag állandó. Adott szivattyu Q_1 folyadék szállításához és n_1 fordulatszámahoz tartozó h'_{sl} értékéből tetszőleges n vagy Q értékénél közelítően

$$h'_s \approx h'_{sl} \left(\frac{n}{n_1} \right)^{\frac{3}{4}}$$

összefüggéssel számítható ki.

Az összefüggésből látható, hogy a fordulatszám növekedésével a szivómagasság kritikus értékét és mivel

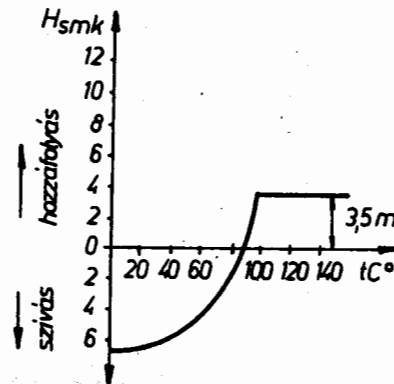
$$H_{smk} = B - \frac{P_t}{\gamma} - h'_s \quad \text{ezért}$$

csökkenti a maximális manometrikus szivómagasságot.

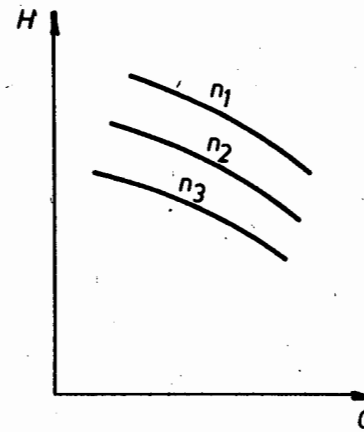
2.6.3 A fordulatszám, fajsúly, viszkozitás változásának hatása a szivattyú jelleggörbéire

Az előzőekben azt tárgyaltuk, hogy állandó fordulatszám mellett a szállított folyadékmennyiség változásától függően miként változik a szivattyú manometrikus szállítómagassága, teljesítményszükséglete, hatásfoka, maximális manometrikus szivómagassága.

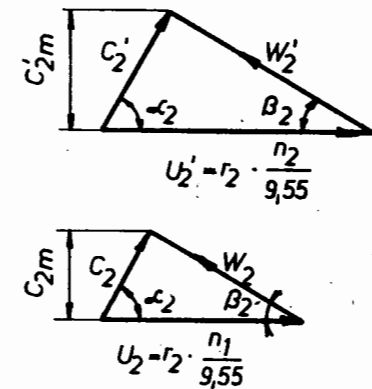
A szivattyút azonban nemcsak egy fordulatszámon lehet járatni, hanem más fordulatszámon is, sőt üzemen a szivattyú fordulatszáma szándékunktól függetlenül is változhat (például akkor, ha a villamos hálózat feszültsége csökken). A gyártóművek rendszerint több állandó fordulatszámon veszik fel és adják meg a jelleggörbéket. A több állandó fordulatszámhoz tartozó fojtásgörbék egybevágóak és az egyik a másikból egyszerűen párhuzamos eltolás útján leszarmaztatható (83. ábra). Az ismertetett törvény a jelleggörbék egybevágóságának törvénye. E törvénynek messzemenő fontos következményei vannak.



82. ábra



83. ábra



84. ábra

Ha a szivattyúnak valamely n -const fordulatszámhoz tartozó fojtásgörbéje adott, akkor az egybevágóság törvényének ismeretében bármely más fordulatszámhoz tartozó fojtásgörbe meghatározható.

Örvényszivattyuknál ha a fordulatszámot úgy változtatjuk, hogy a sebességi háromszögek csak nagyságukat változtassák, de alakjukat nem, akkor a különböző fordulatszámhoz tartozó sebességi háromszögek hasonlóak, ami azt jelenti, hogy a kerületi sebesség - tehát a fordulatszám - változásával arányosan változik a meridiánsebesség is. A 84. ábrán két fordulatszámhoz tartozó, egymással hasonló sebességi háromszög van felrajzolva. A hasonlóság alapján írható:

$$\frac{c_{2m}}{c'_{2m}} = \frac{u_2}{u'_2}$$

Mivel az u_2 kerületi sebességhez tartozó fordulatszám n_1 , az u'_2 kerületi sebességhez tartozó fordulatszám pedig n'_2 , ezért

$$\frac{c_{2m}}{c'_{2m}} = \frac{n_1}{n'_2}$$

Figyelembe véve, hogy a folyadékszállítás egyenesen arányos a meridián sebességgel:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

eredményt kaptuk, ahol Q_1 az n_1 , Q_2 pedig az n_2 fordulatszámhoz tartozó folyadékszállítás. A jelleggörbék összetartozó pontjainak ordinátaértékeit (szállítómagasság) a következő gondolatmenet alapján határozhatjuk meg.

A szállítómagasság értéke a kerületi sebesség négyzetével arányos, (A lapátszög mint típusjellemző)

$$H_{e \infty} = \xi \cdot \frac{u_2^2}{g} \quad \text{ezért}$$

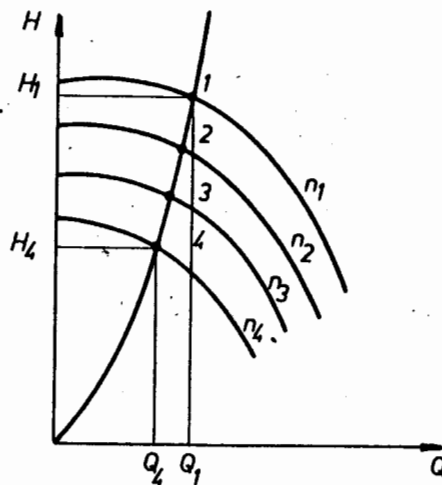
$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2$$

ahol H_1 az n_1 , H_2 pedig az n_2 fordulatszámhoz tartozó szállítómagasság.

A fojtásgörbék összetartozó pontjai tehát, középponti parabolákon fekszenek. (85. ábra), melyek az előzőek alapján könnyen megszerkeszthetők. A fenti törvényt affinitás törvényének nevezik. Az affinitás törvénye természetesen csak akkor használható, ha erős leválások nem befolyásolják a jelleggörbét.

A fordulatszám értékének kismértékű változásakor (+ 5%) a szivattyu hatásfoka gyakorlatilag állandónak tekinthető. Ezzel a megfontolással a teljesítményfelvétel:

$$P_1 = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \cdot P_2$$

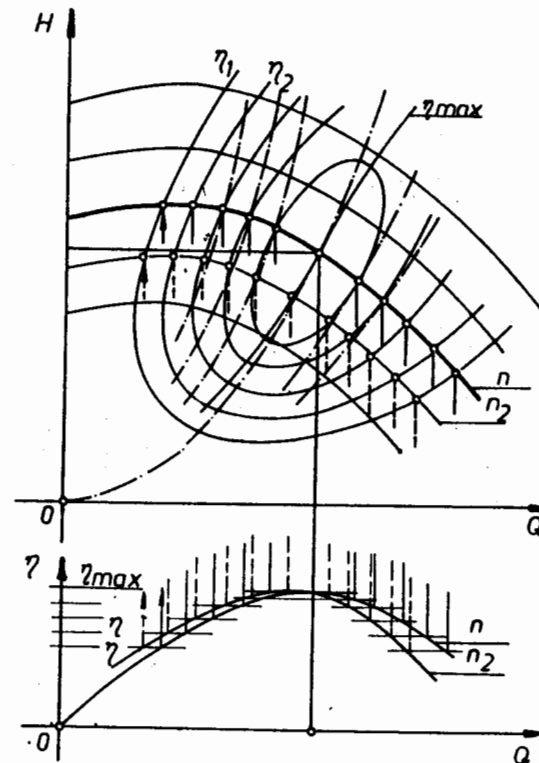


85. ábra

A fojtásgörbe különböző fordulatszámokon való meghatározása arra nézve nem ad felvilágosítást, hogy a különböző fordulatszámokon a szivattyu hatásfoka a folyadékszállítás függvényében hogyan

változik. A szivattyu $\eta = \frac{P_h}{P_o}$ hatásfokának alakulása és változása

nem számítható, és csak üzemi kísérlettel határozható meg. A különböző $n = \text{const}$ fordulatszámokhoz tartozó $\eta = f(Q)$ -t mérésekkel kell meghatározni. A mérések kiértékelésével a különböző fordulatszámokhoz tartozó hatásfok görbék ismertté válnak. A 86. ábra alsó képe két ilyen (az n és n_2 fordulatszámhoz tartozó) görbét mutat. Az ábra felső képen a különböző fordulatszámokhoz tartozó fojtásgörbék és az egyforma hatásfoku pontokat összekötő görbék vannak felrajzolva. Az azonos hatásfoku pontokat összekötő görbesereget a szivattyu kagylódiagramjának nevezik.



86. ábra

Ez a diagram a szivattyú, gyakorlati alkalmazhatóságának területét jelöli ki, mivel választ ad arra a kérdésre, hogy a különböző fordulatszámmal üzemelő gép milyen hatásokkal, milyen gazdaságossággal üzemel.

E diagramból a szivattyú üzemére jellemző legfontosabb mennyiségek - a szállítómagasság, a folyadékszállítás, a fordulatszám és a hatásfok összetartozó értékei - közvetlenül kiolvashatók.

A folyadék fajsúlyváltozása sem a szállítómagasságot, sem a folyadékszállítást, sem a hatásfokot nem befolyásolja (örvényszivattyúk működési elve), csak a teljesítményfelvételt. A gyártóművek katalógusaiban rendszerint a teljesítménygörbék

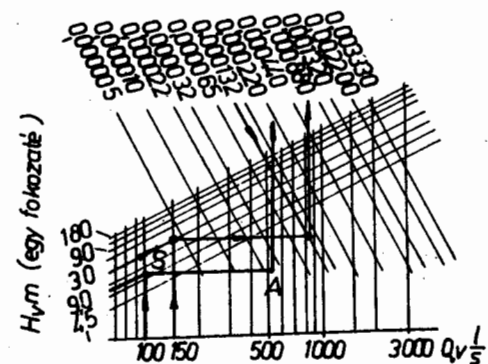
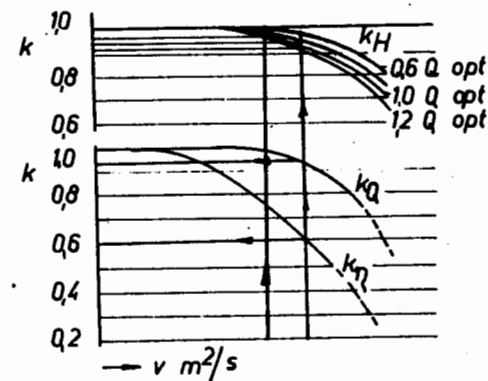
$\gamma_v = 1000/\text{kp}/\text{m}^3$ fajsúlyu vízre vonatkoznak. Vízről eltérő γ fajsúlyú folyadék esetén a teljesítményszükséglet:

$$P_{\gamma} = \frac{\gamma}{1000} \cdot P$$

A viszkozitás növekedése a dugattyús és forgódugattyús szivattyúk esetén előnyös bizonyos határig, mert csökkenti a résvesztéseket. A viszkozitás nagymértékű növekedése azonban kedvezőtlen, mert jelentősen növeli a surlódási veszteségeket.

Örvényszivattyúkban a fő veszteségek surlódásából tevődnek össze. Mivel a surlódási veszteségek a viszkozitás növekedésével nőnek, ezért adott folyadékszállítás esetén a viszkozitás növekedésével romlik a hidraulikai hatásfok, csökken a szivattyú emelőmagassága. A fojtásgörbét és hatásfokgörbét a 87. ábrán felrajzolt nomogram segítségével - korrekciós tényezőkkel szorozva - lehet megszerkeszteni.

Ismerve a szivattyú Q_v vizszállítását és H_v fokozatonkénti szállítómagasságát, a nyíl irányában lévő vízszinten haladunk addig a viszkozitásértékig, amivel az adott közeg rendelkezik. E metszésponttól függőlegesen felfelé haladva kapjuk azokat a korrekciós tényezőket, amelyekkel Q_v értékét kell szorozni (k_Q), hogy az adott viszkozítású folyadéknál a folyadékszállítás értékét megkapjuk, továbbá, amelyekkel H_v értékét kell szorozni (k_H), hogy az új szállítómagasságot is megkapjuk. E tényező attól is függ, hogy az eredeti - átszámítandó pont - a legjobb hatásfokú Q_{opt} vizszállításnak hányadrésznél fektűt (0,6..1,2). Végül a teljesítményfelvétel átszámításához szükséges hatásfokmódosító tényező is rendelkezésünkre áll.



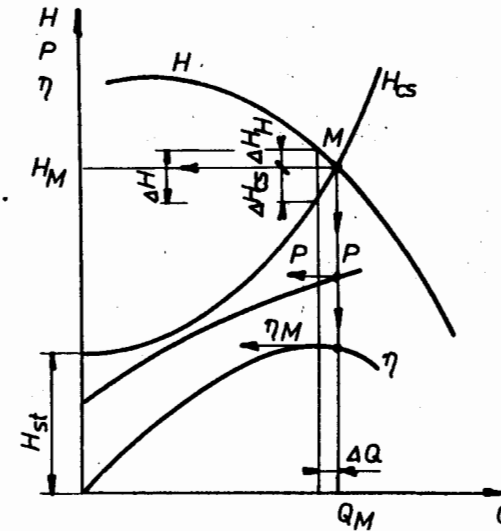
87. ábra

3.1 Szivattyú- és csőhálózat együttműködése, szivattyúk kapcsolásai

A jegyzet elején meghatároztuk, hogy különböző folyadékszálítási feladatoknál mekkora a berendezés terhelőmagassága. A terhelőmagasságnak a folyadékszállítás függvényében való változását a csőhálózat jelleggörbéjének neveztük. A jelleggörbe alapján tetszőleges folyadékszálításnál is ismeretes az a szállítómagasság igény, amelyet a szivattyúnak a folyadékkal közölni kell, hogy az előírt tetszőleges folyadékszálítás megvalósuljon. Az előző fejezetekben megismertük a szivattyúkban végbemenő energiaátalakulások folyamatát és a különböző folyadékszálításoknál a szivattyú szállítómagasságát (mekkora mechanikai energiát képes közölni a folyadék sulyegységével), milyen határfokon üzemel a szivattyú és mekkora a hajtóteljesítmény igénye. Ismerjük a szivattyúk jelleggörbéit és azok jellegzetes tulajdonságait.

A szivattyú és a hozzákapcsolt csőhálózat jelleggörbéit egy diagramba rajzolva meghatározhatjuk azt a folyadékszálítást, amely az adott berendezésnél megvalósul. A 88. ábrán egy szivattyú jelleggörbéi, valamint egy csőhálózat jelleggörbéje lett felrajzolva. A fojtásgörbét az M pontban metszi el a csőhálózat jelleggörbéje, tehát van egy olyan $Q_M - H_M$ összetartozó érték, ahol a csőhálózat terhelőmagassága megegyezik a szivattyú szállítómagasságával azonos folyadékszálításnál. E két jelleggörbe mindenkor metszéspontját munkapontnak nevezzük. Abban az esetben, ha a csőhálózat jelleggörbéjének és a fojtásgörbének nincs közös pontja, akkor nem jön létre folyadékszállítás. A munkapont elnevezés találó, mert az M pontnak megfelelő Q_M folyadékmennyiséget fog szállítani a szivattyú a csőhálózatba és a " H_M terhelőmagasságot" a szivattyú

" H_M szállítómagassága" "győzi le". A Q_M folyadékszállítás függőleges vonalát meghuzva a hatásfokgörbén leolvashatjuk a szivattyúzás hatásfokát és felvilágosítást kapunk gazdaságosságára. Ahol a Q_M vonal elmetszi a teljesítménygörbét, ott leolvashatjuk a szivattyú hajtásához szükséges teljesítményt.



88. ábra

Ha a szivattyú üzemében valami zavar, például fordulatszám-csökkenés áll be, a munkapont a csővezeték jelleggörbéjén tovább vándorol - például ΔQ mennyiséggel - mialatt a szállítómagasság is csökken. Ha a zavarás megszűnik, az adott kisebb folyadékszálításnál a szivattyú szállítómagassága olyan ΔH értékkel nő, amennyi a folyadékszállítás olymértékű növeléséhez szükséges, hogy visszaálljon az eredeti M munkapont. A jelleggörbék ilyen közös pontját nevezzük stabil munkapontnak (az üzemállapot stabil üzemállapotnak), mert bármilyen zavarás áll be annak megszűnése után a kiinduló üzemállapot önműködően visszaáll.

A stabilitást, illetve annak mértékét - 88. ábra jelöléseivel -

az $s = \frac{\Delta H_{cs} - \Delta H_H}{\Delta Q}$ hányados jellemzi. Ha s értéke pozitív,

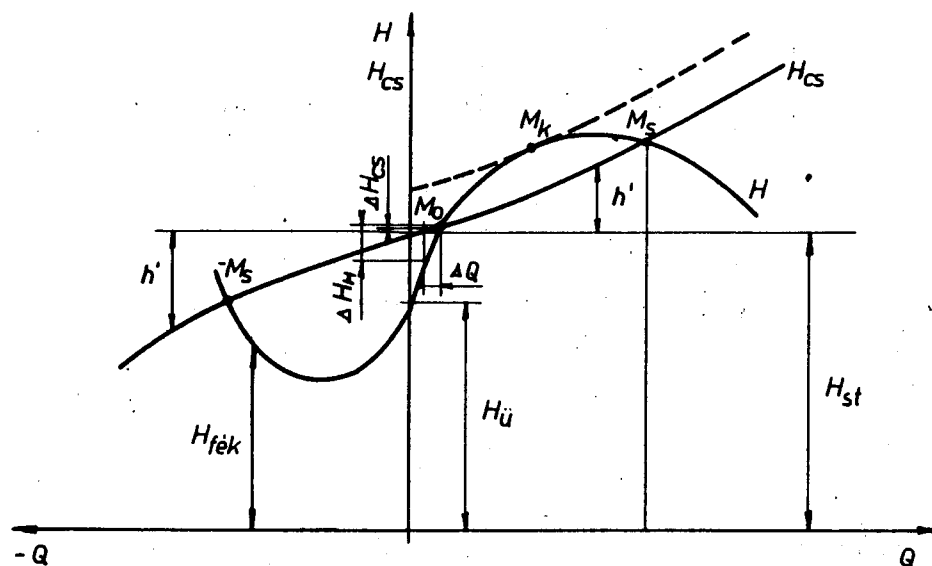
az üzem stabil. (Az $s = \frac{\Delta H_{cs} - \Delta H_H}{\Delta Q} = \frac{\Delta H_{cs}}{\Delta Q} - \frac{\Delta H_H}{\Delta Q}$

összefüggés alapján látható, a stabilitás feltétele az, hogy a metszéspontban a csőhálózat jelleggörbéjének érintője meredekebb legyen mint a szivattyú jelleggörbéjének érintője.)

A 88. ábrán lévő munkapontnak megfelelő $Q_M - H_M$ üzemállapot stabil. (ΔH_{cs} lefelé mutat, H, irányával ellentétes, tehát negatív, ΔH_H felfelé mutat, pozitív, tehát kettőjük különbsége ΔH

negatív; ugyanakkor ΔQ is negatív. A két negatív szám hányadosa pozitív). Ha a stabilitást a növekvő vízmennyiség irányában vizsgáljuk, ugyanerre az eredményre jutunk.

Az előző fejezetben láttuk, hogy a szivattyúk fojtásgörbéje a kis vízmennyiségeknél gyakran lefelé hajlik. A jelleggörbének ezt a lehajtó ágát labilis ágnak is nevezik. A 89. ábra egy ilyen jelleggörbét mutat. A jelleggörbének a negatív folyadékmennyiségek tartományába eső része is fel lett rajzolva. A szivattyú jelleggörbéjének ezt a részét fékgörbének is nevezik. A negatív folyadékszállítási jelleggörberész azt mutatja, hogy ha valamilyen ok miatt a folyadékáramlás a szivattyúhoz kapcsolódó csővezetékben megfordul (a folyadék a szivattyúba a nyomócsonton keresztül érkezik és a szívócsonton hagyja el a szivattyút), milyen H emelőmagassággal fékezi (akadályozza) a visszaáramlást a szivattyú. Az ábrán berajzoltuk a csőhálózat jelleggörbéjét.



89. ábra

A csőhálózat jelleggörbéjéből látható, hogy a $Q = 0$ folyadékszállításhoz tartozó H_{st} terhelőmagasság nagyobb mint a szivattyú $H_{ü}$ üresjárási ($Q = 0$ folyadékszállításhoz tartozó) szállítómagassága. A csőhálózat negatív folyadékszállításhoz tartozó ága azt mutatja, hogy ha az áramlás a csőhálózatban valamilyen ok miatt megfordul, akkor a H_{st} -nek megfelelő helyzeti, vagy nyomáskülönbségből származó energiából mennyi áll rendelkezésre a folyadék további gyorsítására. A jelleggörbe negatív ágának megszerkesztését az ábra

mutatja. (Visszáramlásakor a h' surlódási veszteségek csökkentik H_{st} -t).

A csőhálózat jelleggörbéje a pozitív folyadékszállítás tartományában két pontban metszi a szivattyú jelleggörbéjét (M_0 és M_s);

a munkapont helyzete és a szivattyú működése - mint látni fogjuk - labilissá válik. Ebben az esetben ΔH_H és ΔQ értéke negatív, továbbá $\Delta H_H > \Delta H_{cs}$, így az s értéke negatív lesz. Ez azt jelenti,

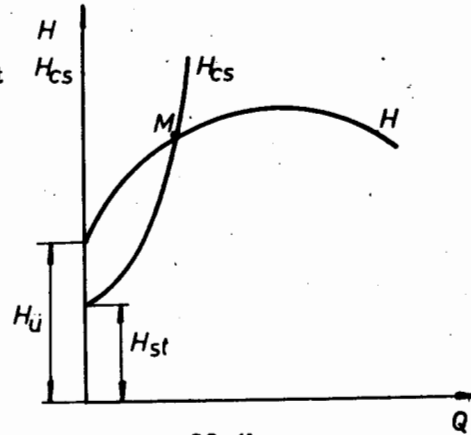
hogy valamilyen változás, (pl. vízszintkülönbség növekedése, nyomáskülönbség növekedése; szaggatott jelleggörbe) miatt az eredeti M_0 munkapontban járó szivattyú munkapontja közeledik az M_k közömbös egyensúlyi helyzet felé, ahol a szivattyú és a csővezeték jelleggörbéje már nem metszi egymást. A csővezeték terhelőmagassága (szaggatott vonal) növekvő és csökkenő folyadékszállításnál is nagyobb mint a szivattyú szállítómagassága, ezért - első lépésben - a folyadékszállítás a pozitív Q tartományban csökken és a munkapont eljut a H egyenesébe, ahol a folyadékszállítás $Q = 0$. A csőhálózatban lévő folyadék H_{st} -nek megfelelő helyzeti, vagy nyomáskülönbségből származó energiával rendelkezik, mely nagyobb mint a szivattyú emelőmagassága és ezért a folyadék visszafelé áramlik, a munkapont eltolódik a negatív folyadékszállítás tartományába. Az egyensúlyi helyzet a - M_s munkapontban fog beállni, ahol

$H_{fék} = H_{cs}$. (Ilyenkor a szivattyú a visszaáramlást fékezi). Amennyiben a vezetékbe visszacsapószelep van beépítve, visszaáramlás esetén jelentős folyadékútés kíséretében bezár. Az M_0 munkapontban a szivattyú nem tud üzemeltetni, mert ha a szállított folyadékmennyiség csak egy pillanatra is a munkaponthoz tartozó folyadékszállítás alá csökken, akkor a munkapont a fentiek szerint eltolódik - M_s -be. Amennyiben a folyadékmennyiség az M_0 munkapontban üzemelő szivattyúnál emelkedik, a terhelő magasság kisebb lévén mint a szivattyú szállítómagassága, Q tovább fog nőni mindaddig, amíg M_0 -nél az egyensúlyi helyzet beáll. A szivattyú labilis működése lengésekkel és ugrásszerű nyomásváltozásokkal jár.

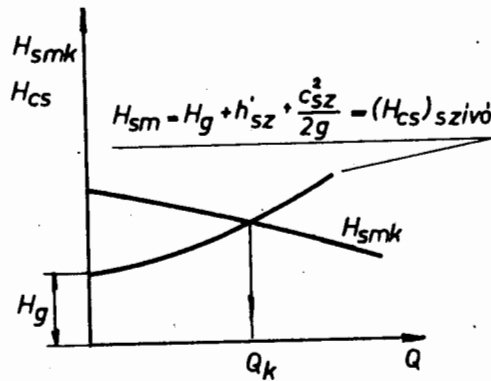
Összefoglalva az eddigieket: A szivattyú labilis működése káros, a berendezés tönkremeneteléhez vezet. A labilis működés akkor alakul ki, ha a szivattyú jelleggörbéjének van visszahajló ága, és a $H_{ü} < H_{st}$, ezért a csőhálózat jelleggörbéje több pontban metszi a szivattyú jelleggörbéjét. Ha a két feltétel közül az egyik hiányzik, akkor a labilis üzemmód veszélye nem áll fenn.

Például a 90. ábrán látható jelleggörbék által meghatározott M munkapont stabil, mert a csőhálózat jelleggörbéje meredekebb, mint a szivattyú jelleggörbéje és csak egy pontban metszi a két görbe egymást ($H_{ü} > H_{st}$).

A 89. ábrán felrajzolt jelleggörbéknek megfelelő be-
rendezést elindítani sem lehet,
mivel az üresjárású szállítóma-
gasság kisebb mint a csőhálózat
statikus térhelőmagassága. Az
indításhoz külön segédberen-
dezésre van szükség. A sziv-
attyú és a csőhálózat he-
lyes együttműködésének to-
vábbi fontos feltétele, hogy a
szivócső jelleggörbéje és a
szivattyú szivóképessége
összhangban legyen. A kriti-
kus manometrikus szivóma-
gasság (H_{smk}) értékének na-
gyobbnak kell lenni, mint a
csőhálózat manometrikus
szivómagassága + sebesség-
magassága). Ha a kettő éppen egyenlő, elértük azt a kritikus
 Q_k folyadékmennyiséget, amelynél többet gyakorlatilag a szivattyú
nem fog szállítani (91. ábra).



90. ábra

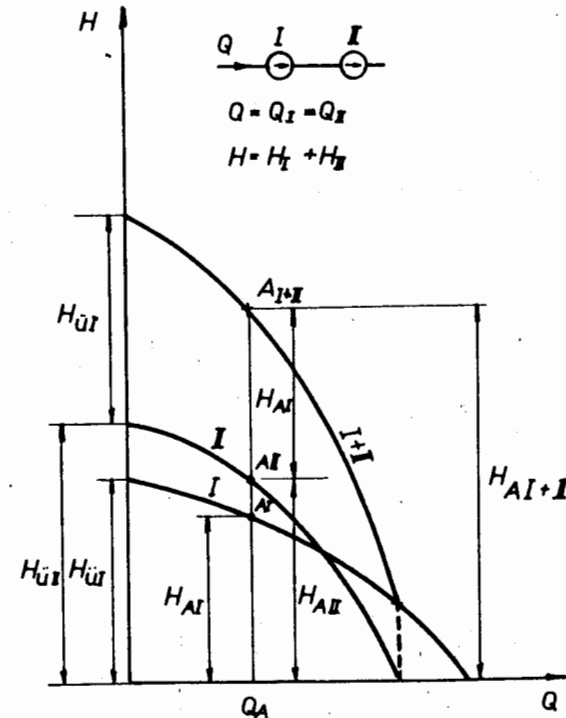


91. ábra

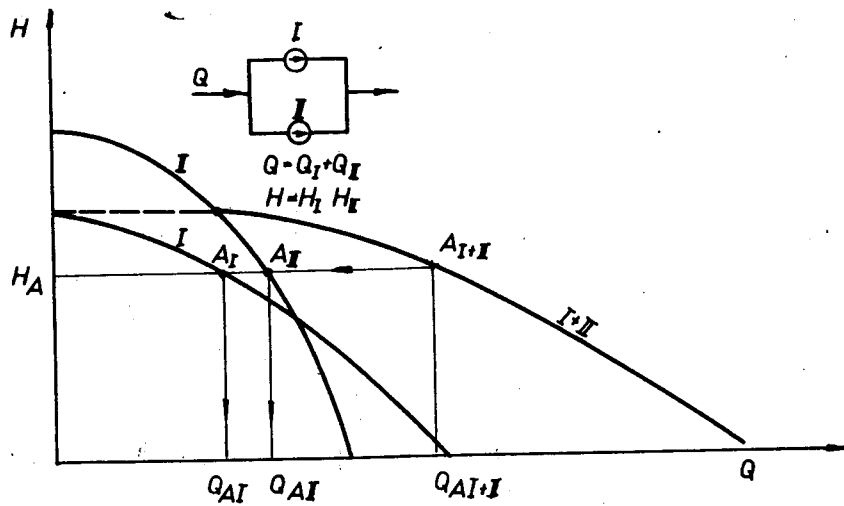
Adott csővezetékhez úgy választjuk ki a gazdaságosan üzemelő
szivattyút, hogy a legjobb hatásfoku pont és a munkapont egybeessen.
A csőellenállási számítások bizonytalansága, valamint amiatt, hogy
egy feladatra csak meghatározott korlátozott számú szivattyú közül
választhatunk ez csak közelítéssel lehetséges. Sok esetben a sziv-

vattyúkkal szemben támasztott igény az időben változik (Pl. téli,
nyári üzem, nappali -éjszakai terhelés stb). Ilyen esetekben több
szivattyú párhuzamos-, illetve sorbakapcsolása adhat megfelelő
megoldást.

A 92. ábrán sorba kapcsolt, a 93. ábrán pedig párhuzamosan
kapcsolt két szivattyú jelleggörbéje és kapcsolási vázlata látható.
(Az eredő jelleggörbék megszerkesztése teljesen hasonló módon
történik mint a csőhálózatok eredő jelleggörbéjének megszerkeszté-
se). Sorba kapcsolt szivattyúk eredő jelleggörbéjét (I-II. görbe)
megkapjuk, ha az azonos folyadékszállításhoz tartozó szállítómagas-
ság értékeket összegezzük. (Pl. 92. ábra $H_{AI+II} = H_{AI} + H_{AII}$ a
 Q_A folyadékszállításnál). Párhuzamosan kapcsolt szivattyúk eredő
jelleggörbéjét (I+II görbe) megkapjuk, ha az azonos szállítómagas-
ságnál lévő folyadékszállításokat összegezzük (Pl. 93. ábra
 $Q_{AI+II} = Q_{AI} + Q_{AII}$ H_A szállítómagasságnál).



92. ábra

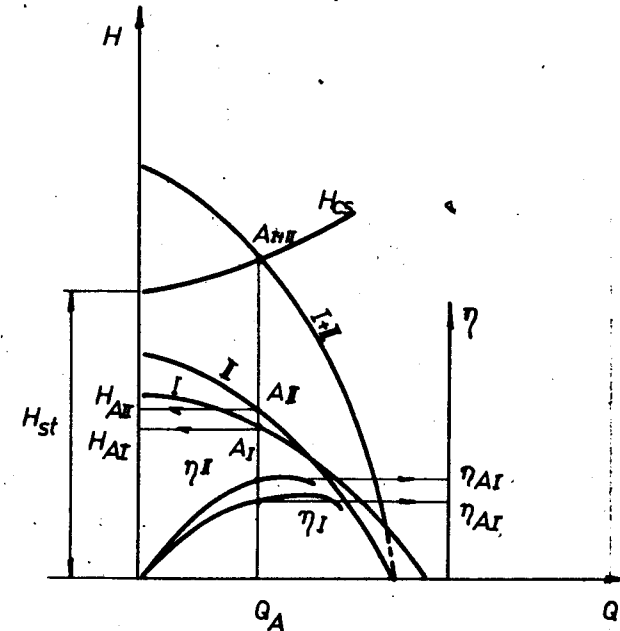


93. ábra

Ha a csőhálózat terhelőmagassága olyan nagy, hogy azt a rendelkezésre álló szivattyúk egyike sem tudja legyőzni, a gépek sorba kapcsolásával oldható meg a feladat. A 94. ábrán látható feladatoknál a folyadékszállítás értéke Q_A lesz, az egyes szivattyúk szállítómagassága pedig H_{AI} illetve H_{AII} . (A berendezés munkapontja természetesen az A_{I-II} pont: a csőhálózat jelleggörbéje e pontban metszi el a sorbakapcsolt két szivattyú eredő jelleggörbéjét). A szivattyúk az A_I illetve A_{II} munkapontokban üzemelnek η_{AI} illetve η_{AII} hatásfokkal.

Egy adott csőhálózat esetén a következőképpen lehet eldönteni, hogy a szivattyúk párhuzamos vagy soros kapcsolásával érhető el nagyobb folyadékszállítás. A 95. ábrán megszerkesztettük az I és II-vel jelölt szivattyújelleggörbék eredőjét soros és párhuzamos üzemiállapotra. A kétfajta kapcsolat eredő jelleggörbéi a K pontban metszik egymást.

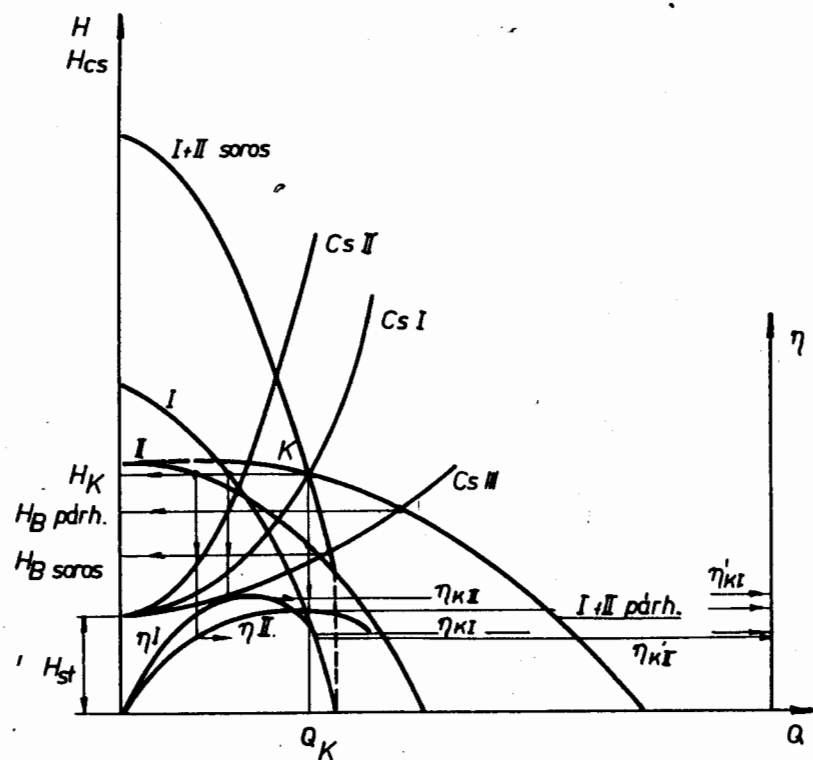
Abban az esetben, ha a csőhálózat jelleggörbéje a K ponton megy keresztül, akkor a folyadékszállítás ugyanakkora lesz soros üzemiállapotban mint párhuzamos üzemiállapotban. A szivattyúzás gazdaságossága szempontjából azonban nem közömbös, hogy milyen hatásfokú pontban üzemelnek a gépek: soros üzemiállapot esetén η_{KI} és η_{KII} ; párhuzamos üzemiállapot esetén pedig η'_{KI} és η'_{KII} pontban. A hatásfok-



94. ábra

értékek egyértelműen eldöntik, hogy ha a csőhálózat jelleggörbéje a K ponton megy keresztül, melyik üzemiállapotot célszerű megvalósítani.

Abban az esetben, ha a csőhálózat jelleggörbéje a H_K szállítómagasságot meghaladó helyen metszi el az eredő jelleggörbét (Cs_I -nél meredekebb a Cs_{II} jelleggörbe) akkor soros üzemiállotnál nagyobb lesz a folyadékszállítás mint párhuzamos üzemiállotnál. Végül, ha a csőhálózat jelleggörbéje a H_K -nál kisebb tetszőleges H_B értékeknél metszi az eredő jelleggörbét (Cs_I -nél laposabb Cs_{III} jelleggörbe), akkor párhuzamos üzemiállotnál lesz nagyobb a folyadékszállítás. A gyakorlati életben új berendezéseknél a csőhálózatot általában a maximális folyadékszállításra méretezik, ezért a csőhálózat jelleggörbéje rendszerint kis emelkedésű. Részterheléseken egy-két szivattyú üzemel párhuzamosan, a maximális terheléskor pedig a többi párhuzamosan kötött szivattyú is üzemel. Több szivattyú párhuzamos, illetve sorbakapcsolásakor minden esetben meg kell nézni, hogy az egyes gépek milyen hatásfokkal üzemelnek és ha lehetőség van rá a szivattyúkat úgy kell kiválasztani, hogy munkapontjuk a legjobb hatásfokú pont környezetében legyen.

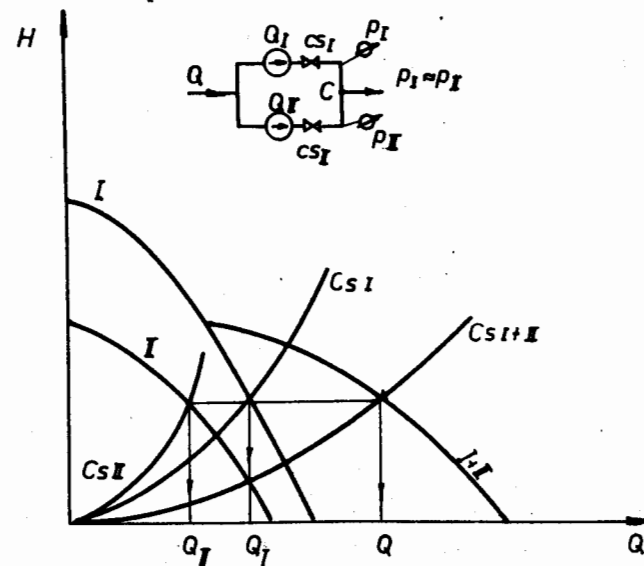


95. ábra

Párhuzamos kapcsoláskor a szivattyuk nyomóvezetékébe minden esetben be kell építeni visszacsapó szelepet, amely megakadályozza, hogy az egyik szivattyu a másik ellenében dolgozzon. A 96. ábrán látható két szivattyu Cs_I , illetve Cs_{II} párhuzamosan kapcsolt vezetékének az ábrán látható jelleggörbével kell rendelkezniük, hogy a C csomópontba folyadékot tudjon szállítani, mindkét szivattyu. (A jelleggörbéket a vezetékbe épített tolózárakkal lehet módosítani).

Természetesen a visszaáramlást biztosan csak visszacsapó szelep beépítésével lehet megakadályozni.

A következőkben az eddig tanult anyagrészek gyakorlati alkalmazását példákon keresztül mutatjuk be.



96. ábra

Példa

Határozzuk meg a szivattyu hasznos teljesítményét, ha $Q = 600$ l/perc vizet szállít! A szivattyu manometrikus szállítómagassága $H = 15$ m.

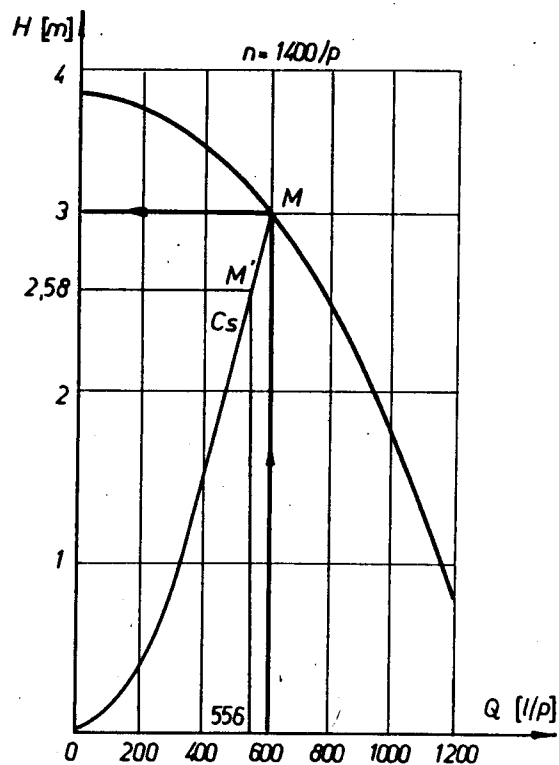
$$P_h = \frac{Q \left(\frac{m^3}{s} \right) \cdot H(m) \cdot \gamma \left(\frac{kp}{m^3} \right)}{102} \text{ (kW)}$$

$$P_h = \frac{600 \cdot 15 \cdot 1000}{1000 \cdot 60 \cdot 102} = 1,47 \text{ (kW)}$$

Példa

A 97. ábrán a CALOR 100 keringtető szivattyu jelleggörbéje (fojtásgörbéje) látható $n = 1400$ f/p fordulatszámnál. Határozzuk meg, hogy mennyi lehet a hozzákapcsolt fűtési csőhálózat terhelőmagassága, ha az előírt folyadékszállítás $Q = 36$ m³/ó!

Határozzuk meg a folyadékszállítás csökkenését, ha hálózati feszültségcsökkenés miatt a fordulatszám $n' = 1300$ f/p értékre csökken!



97. ábra

Mekkora lesz az új munkapontban a szivattyú szállítómagassága? A $Q = 36 \text{ m}^3/\text{ó} = 600 \text{ l/p}$ előírt folyadékcsatlakoztatás vonalával elmeteszve a jelleggörbét megkapjuk a munkapontot. E pontban a szivattyú szállítómagasságával megegyező nagyságúnak kell lenni a csőhálózat terhelőmagasságának, hogy az előírt folyadékcsatlakoztatás megvalósuljon. Az ábrából leolvasható: a csőhálózat terhelőmagassága $Q = 600 \text{ l/p}$ folyadékcsatlakoztatásnál $H_{cs} = H = 3 \text{ m}$.

A fordulatszám csökkenésével a szivattyú jelleggörbéje eltolódik és az új munkapont helye a kisebb vízszállításnál lesz. A kisebb vízszállításnál a csőhálózat ellenállása is kisebb, ezért az új munkapont meghatározásához fel kell rajzolni a csőhálózat jelleggörbéjét, valamint a szivattyú jelleggörbéjét az $n' = 1300 \text{ f/p}$ fordulatszámra. A csőhálózat jelleggörbéje origóból kiinduló másodfokú parabola ($H_{st} = 0$ keringtető berendezés), melynek még egy pontját ismerjük: $Q_{st} = 600 \text{ l/p}$ $H_{cs} = 3 \text{ m}$. A fentiek alapján a csőhálózat jelleggörbéje megrajzolható (Pl. fele akkora vízszállításnál negyed

akkora terhelőmagasság: $Q = 300 \text{ l/p}$ $H_{cs} = 0,75 \text{ m}$. stb).

Az affinitás törvénye értelmében a szivattyú jelleggörbéjének összetartozó pontjai középponti parabolákon fekszenek. A szivattyú új munkapontjának szintén rajta kell lenni a csőhálózat jelleggörbéjén, ezért jelen példánknál (mivel a csőhálózat jelleggörbéje az origóból indul ki) az affin parabola, melyen a keresett munkapont van, megegyezik a csőhálózat jelleggörbéjével. Az új munkapont (M') helyét ezért következő ismert törvény alapján határozhatjuk meg: (csak a megfelelő pontokra igaz!)

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n}{n'} \quad \text{illetve}$$

$$Q' = Q \cdot \frac{n'}{n} = 600 \cdot \frac{1300}{1400} = 556 \text{ l/p.}$$

A folyadékcsatlakoztatás csökkenése: $\Delta Q = Q - Q' = 600 - 556 = 44 \text{ l/p}$

Az M' munkapontban a szállítómagasság értéke

$$\frac{H'}{H} = \left(\frac{n'}{n}\right)^2 \quad \text{illetve}$$

$$H' = H \left(\frac{n'}{n}\right)^2 = 3 \cdot \left(\frac{1300}{1400}\right)^2 = 2,58 \text{ m.}$$

Példa

A 98. ábrán a BMS 8/18 típusú általános felhasználású egyfokozatú csigaházás centrifugálszivattyú jelleggörbéi láthatók. A szivattyú fordulatszám $n = 2880 \text{ f/p}$. Határozzuk meg, hogy milyen munkaponton üzemel a berendezés, ha a hozzákapcsolt csőhálózat adatai: $H_{st} = 12,5 \text{ m}$ és $h' = 5 \text{ m}$ $Q = 80 \text{ l/p}$ vízszállításnál. Határozzuk meg a folyadékcsatlakoztatás csökkenését, ha hálózati feszültségesés miatt a fordulatszám $n' = 2540 \text{ f/p}$ értékre csökken! Határozzuk meg a szivattyú hajtásához szükséges teljesítményt.

A munkapont meghatározásához megszerkesztjük a csőhálózat jelleggörbéjét (98. ábra Cs jelű görbe). A csőhálózat és a szivattyú jelleggörbéjének metszéspontja (M) a munkapont. A folyadékcsatlakoztatás értéke: $Q_M = 95 \text{ l/p}$, a szivattyú szállítómagassága pedig

$H_M = 19,5 \text{ m}$. A szivattyú $\eta_M = 50\%$ -os hatásfokkal üzemel a munkapontban.

A hajtáshoz szükséges teljesítmény:

$$P_{\delta} = \frac{Q_M \cdot \gamma \cdot H_M}{102 \cdot \eta_M} = \frac{95 \cdot 1000 \cdot 19,5}{1000 \cdot 60 \cdot 102 \cdot 0,50} = 0,60 \text{ kW.}$$

(Illetve a 98. ábrából leolvastva $P_{\delta} \approx 0,6 \text{ kW}$).

A szivattyú jelleggörbéjének minden egyes pontja - fordulatszám változáskor - egy-egy középpontból kiinduló parabola mentén tolódik el. Mivel a csőhálózat jelleggörbéje nem középpontból kiinduló parabola, ezért meg kell szerkeszteni a jelleggörbét az $n' = 2540 \text{ f/p}$ fordulatszámra. (A jelleggörbének elégséges a csőhálózat jelleggörbéjének közepében lévő részét megszerkeszteni, hisz az új munkapont továbbra is rajta lesz a csőhálózat jelleggörbéjén).

A szerkesztés menete:

A szivattyú jelleggörbéjén felvesszünk egy pontot és megrajzoljuk az e ponton keresztülmenő másodfokú parabolát (A pont). Az A pontnak megfelelő folyadékcszállítás $Q_A = 120 \text{ l/p}$; a fordulatszámérték $n = 2880 \text{ f/p}$.

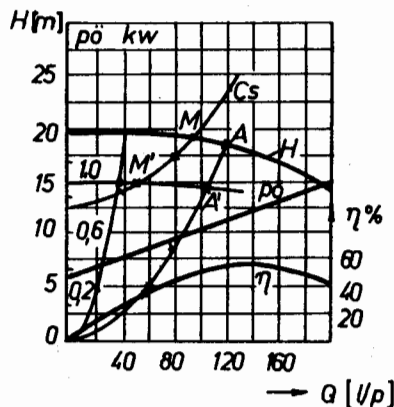
Az ismert összefüggés szerint.

$$\frac{Q_{A'}}{Q_A} = \frac{n'}{n} \quad \text{illetve}$$

$$A \text{ keresett } Q_{A'} = Q_A \cdot \frac{n'}{n} = 120 \cdot \frac{2540}{2880} = 106 \text{ l/p.}$$

Ahol a $Q_{A'} = 106 \text{ l/p}$ vonal elmetszi a középponti affin parabolát ott van az A' Pont. (Az $n = 2540 \text{ f/p}$ fordulatszámra az A pont megfelelője).

Ahol az $n = 2540 \text{ f/p}$ -hez tartozó jelleggörbe elmetszi a csőhálózat jelleggörbéjét ott van az új M' munkapont.



98. ábra

A szivattyú folyadékcszállítása: $Q_{M'} = 52 \text{ l/p}$.

A folyadékcszállítás csökkenés: $\Delta Q = Q_M - Q_{M'} =$

$95 - 52 = 43 \text{ l/p}$, mely igen jelentős érték: 12%-os fordulatszám csökkenéshez $\sim 45\%$ -os folyadékcszállítás csökkenés tartozik. Abban az esetben, ha a csőhálózat jelleggörbéje olyan, hogy $H_{st} > h'$ akkor kisebb fordulatszám ingadozások is jelentős folyadékcszállítás változást okozhatnak.

Példa

A 99. ábrán egy egyfokozatú örvényszivattyú jelleggörbéi láthatók. A jelleggörbék $\gamma_v = 1000 \text{ kp/m}^3$ fajsúlyú víz szállításakor lettek felvéve. Határozzuk meg a szivattyú teljesítményszükségletét, ha $Q = 100 \text{ l/s}$ vizet szállít! Határozzuk meg a folyadékcszállítás, a szállítómagasság és teljesítményszükséglet változását, ha a szivattyú viz helyett $\gamma = 840 \text{ kg/m}^3$ fajsúlyú olajat szállít. Az olaj viszkozitása a szállítás hőmérsékletén $4E^0$ (Engler fok). A szivattyú viz szállításakor a $Q_M = 100 \text{ l/s}$ folyadékcszállításhoz tartozó M pontban üzemel: $H_M = 16,2 \text{ m}$; $\eta_M = 75\%$

A szivattyú hajtásához szükséges teljesítmény:

$$P_{\delta v} = \frac{Q_M \cdot H_M}{102} = \frac{100 \cdot 16,2 \cdot 1000}{1000 \cdot 102 \cdot 0,75} = 21,2 \text{ kW}$$

Olaj szállításakor, ha csak a fajsúly értéke változott volna meg a vízhez képest, akkor a szállítómagasság és a folyadékcszállítás értéke változatlan lenne; e két jellemző nem függ a folyadék fajsúlyától.

A viszkozitásváltozás hatását a 87. ábrán lévő nomogram segítségével határozzuk meg.

Az Engler fokban mért viszkozitást a következő tapasztalati képlettel lehet átszámítani:

$$\nu = (0,076E - \frac{0,0631}{E}) \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\nu = (0,076 \cdot 4 - \frac{0,0631}{4}) \cdot 10^{-4} = 28,83 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\nu = 0,000028 \text{ m}^2/\text{s}$$

(A víz viszkozitási tényezője $\nu_{\text{viz}} = 1,3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{sec}$ $t = 10^\circ\text{C}$ hőmérsékleten)

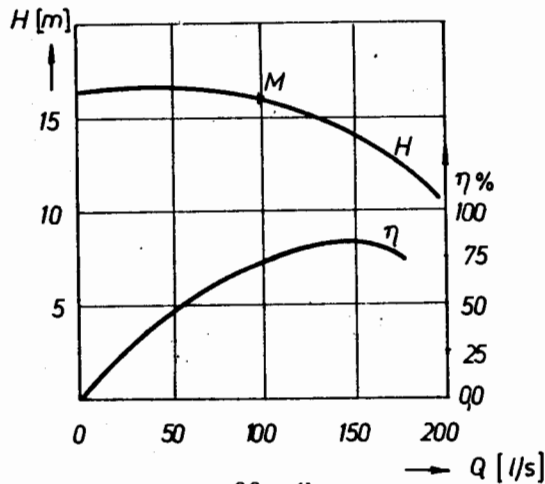
A $H = 16,2$ m-nek megfelelő vonalon a $Q = 100$ l/s értékig haladva kapjuk a nomogramban az S-el jelölt segédpontot. Az S segédpontból a $\nu = 0,000028$ m²/s vonalig vízszintest húzva kapjuk az A-val jelölt pontot. E pontból függőlegest húzva leolvasható k_Q és k_η korrekciós tényező. $k_Q \approx 1$; $k_\eta = 0,78$

A szivattyu legjobb hatásfoku pontja a $Q = 150$ l/s vízszállításnál van: $Q_{opt} = 150$ l/s

$$\frac{Q}{Q_{opt}} = \frac{100}{150} = 0,66$$

Ennek ismeretében a szállítómagasság korrekciós tényezője: $k_H \approx 1$.

A példából látható, hogy a viszkozitás értékének több mint húszszoros növekedése a folyadékszállítást, illetve a szállítómagasságot nem csökkentette csak a hatásfok értéke romlott le, ami a hajtóteljesítmény szükségletét növeli.



99. ábra

Az olajat szállító szivattyu teljesítményszükséglete

$$P = \frac{Q \cdot H \cdot \gamma}{102 \cdot \eta} = \frac{Q_M \cdot H_M \cdot \gamma_v}{102 \cdot \eta_M} \cdot \frac{k_Q \cdot k_H}{k \cdot \eta}$$

$$\frac{\gamma}{\gamma_v} = P_{\delta v} \cdot \frac{k_Q \cdot k_H}{k \cdot \eta} \quad \frac{\gamma}{\gamma_v} = 21,2 \cdot \frac{1,1}{0,78} \cdot \frac{840}{1000} = 22,8 \text{ kW}$$

(A hatásfok csökkenéséből adódó teljesítményszükséglet növekedést a fajsúlycsökkenéséből adódó kisebb teljesítményszükséglet majdnem kiegyenlítette)

Példa:

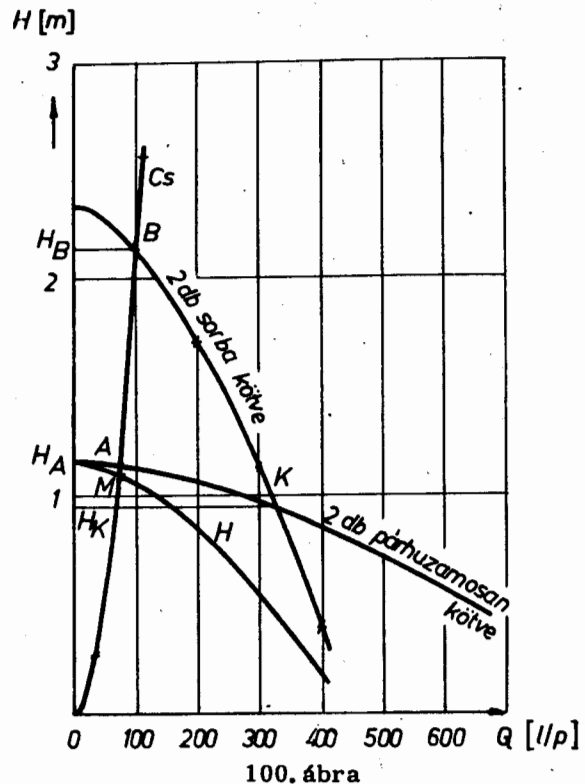
A 100. ábrán egy fűtési csőhálózat jelleggörbéje és hozzá kapcsolt Calor 80-as keringtető szivattyu jelleggörbéje látható. A szivattyu $n = 900$ f/p fordulatszámon üzemel. Határozzuk meg a berendezésben időegység alatt áramló víz térfogatát - a Q_M folyadékszállítást. Határozzuk meg a folyadékszállítás százalékos növekedését, ha a keringtetést 2 db Calor 80 szivattyu párhuzamosan kötve végzi!

Határozzuk meg a folyadékszállítás növekedését ha a keringtetést 2 db Calor 80-as szivattyu sorba kapcsolva végzi! (A csőhálózat jelleggörbéje a Központi fűtés III. Jegyzetben lévő példa alapján lett felrajzolva). Egy szivattyu működése esetén a keresett folyadékszállítást az M munkapont határozza meg. Az ábrából leolvassa $Q_M = 80$ l/p.

Az ábrán megszerkesztettük az eredő jelleggörbéket két szivattyu párhuzamos, illetve soros kapcsolásban való üzemeltetésére. A két eredő jelleggörbe a K pontban metszi egymást. A csőhálózat jelleggörbéje a K ponthoz tartozó H_K szállítómagasságnál nagyobb H_A , illetve H_B szállítómagasságnál metszi el az eredő jelleggörbéket, ezért a sorba kapcsolt szivattyuk több vizet tudnak keringtetni, mint a párhuzamosan kapcsolt szivattyuk. Párhuzamos kapcsolat esetén a munkapont az ábrán A-val jelölt pont. Az ábrából látható, hogy a folyadékszállítás csak elhanyagolható mértékben nőtt. ($Q_A = 82$ l/p alig nagyobb mint $Q_M = 80$ l/p).

Sorba kapcsolás esetén a munkapont az ábrán B-vel jelölt pont. A munkaponthoz tartozó folyadékszállítás $Q_B = 105$ l/p, mely érték a Q_M százalékában:

$$\frac{Q_B}{Q_M} \cdot 100 = \frac{105}{80} \cdot 100 = 131\%$$

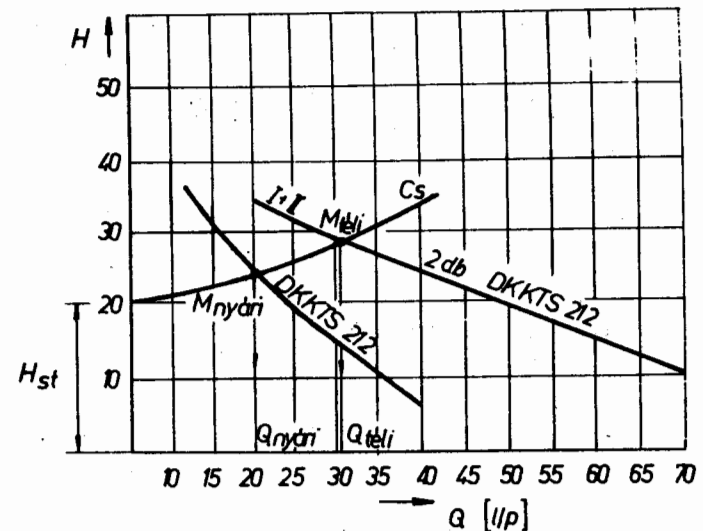


100. ábra

Sorba kapcsolás esetén tehát a vízszállítás 31%-kal növekszik az egyépes üzemhez képest. Szivattyús keringtetésű melegvízfűtéséknél a csőhálózat jelleggörbéjének meredeksége miatt Calor szivattyúk párhuzamos kapcsolásával az egy szivattyúval elérhető folyadékcsállítás csak jelentéktelen mértékben növelhető.

Példa:

Olajtüzelésű kazánházak fűtőolajellátó berendezéseinek téli üzemállapotban lényegesen több olajat kell szállítaniuk, (a megnövekedett fűtési hőigény miatt) mint nyáron. A csőhálózatot a téli üzemállapotnak (maximális olajszállítás) megfelelően méretezik. A változó olajszállítási igényeket több szivattyú párhuzamos kapcsolásával biztosítják. Példánkban nyáron 1 db DKKTS önfelszívó oldalcsatornás 212 típuszámú párhuzamosan kapcsolt szivattyú szállítja az olajat. A szivattyúk, valamint a hozzájuk kapcsolt csőhálózat jelleggörbéjét a 101. ábra mutatja.



101. ábra

Határozzuk meg az olajszállítás értékét nyári, illetve téli üzemállapotban. (A csőhálózat jelleggörbéje téli és nyári üzemállapotban azonosnak vehető.) A nyári olajszállítás értéke a 101. ábrán $M_{nyári}$ -val jelölt munkaponthoz tartozó folyadékcsállítás $Q_{nyári} = 20,71/p$. A téli üzemállapotban a két szivattyú párhuzamosan üzemel. Az előzőekben ismertetett módon a 101. ábrán megszerkesztettük a párhuzamosan kapcsolt két szivattyú eredő jelleggörbéjét (I + II görbe). A csőhálózat jelleggörbéje az $M_{téli}$ munkapontban metszi az eredő jelleggörbét. A keresett folyadékcsállítás $Q_{téli} = 30,8 l/p$. Bár télen két szivattyú üzemel a folyadékcsállítás nem kétszerese a nyári folyadékcsállításnak, mert a csőhálózat jelleggörbéje olyan, hogy növekvő folyadékcsállításhoz növekvő terhelőmagasság tartozik.

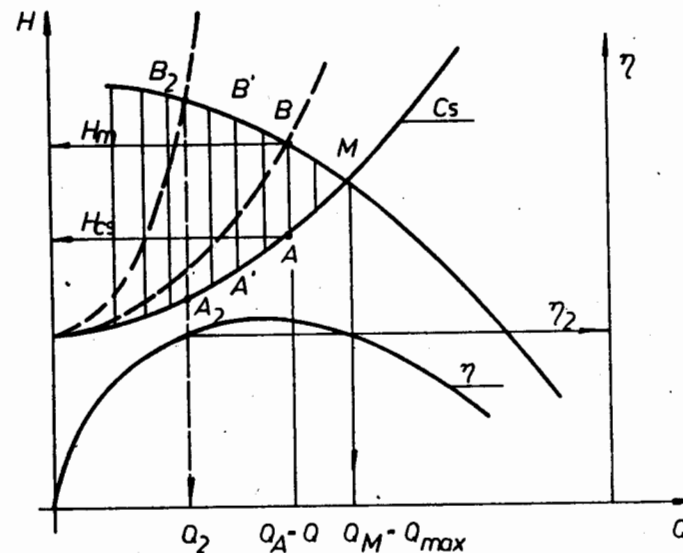
3.2 A szabályozás

Folyadékszállító berendezések szabályozására több lehetőség van. A lehetőségek egy része olyan, hogy nem eszközöl változtatásokat magán a szivattyun, a másik része éppen ellenkezőleg. A szabályozás célja általában az, hogy a folyadékszállítás mindenkor előírt értékű legyen.

A legegyszerűbb és legtöbbször előforduló szabályozási mód a szivattyuk kiválasztásával is kapcsolatos. A csőhálózat jelleggörbéjét (az ellenállásszámítás bizonytalanságai miatt) csak pontatlanul tudjuk meghatározni és így az előírt folyadékszállításnál a terhelőmagasság értékét is csak közelítően ismerjük. A szivattyuk általában nem egyedi gyártásban készülnek, ezért a legritkább eset, hogy az előírt folyadékszállításhoz tartozó terhelőmagasság értéke megegyezik a szivattyu szállítómagasságával, vagyis a csőhálózat jelleggörbéje nem a kívánt folyadékszállításnál metszi a szivattyu jelleggörbéjét. A típus megválasztása után, (a fenti okok miatt) általában olyan teljesítményű szivattyut választunk, hogy az előírt folyadékszállításnál a terhelőmagasság értéke kisebb legyen, mint a szivattyu szállítómagassága. A 102. ábra egy ilyen szempontok szerint kiválasztott szivattyu jelleggörbéjét mutatja: az előírt Q folyadékszállításnál a terhelőmagasság értéke, H_{cs} (A pont) a szivattyu szállítómagassága $H_m > H_{cs}$. (A H_m -hez tartozó pont a szivattyu jelleggörbéjén B) Abban az esetben, ha a berendezésben semmilyen szabályozás nincs beépítve, a folyadékszállítás Q_M értékű lesz, mely érték nagyobb, mint az előírt Q folyadékszállítás. Ilyen esetekben az épületgépészetben szinte kizárólag fojtásos szabályozással állítják be a kívánt folyadékszállítást.

1. / A legegyszerűbb szabályozási módszerhez jutunk, ha a szivattyu nyomóvezetékébe egy szelepet, vagy bármilyen folyamatosan állítható elzáró szerkezetet építünk be. Ennek a szerkezetnek fokozatos elzárásával a csőhálózat jelleggörbéjét meredekebbé tudjuk tenni (a ξ alakú ellenállás tényező nő), és tetszőleges folyadékszállítást állíthatunk be $Q = 0$ és $Q = Q_{max}$ között. A Q_{max} értékét a nyitott elzárószerkezetnél felrajzolt csőhálózat jelleggörbéje határozza meg. Ennél nagyobb folyadékszállítást az adott berendezéssel - átalakítás nélkül - nem lehet megvalósítani.

A különböző fojtószervállalásokhoz tartozó csőhálózati jelleggörbék közül kettőt a 102. ábrán berajzoltunk. A Cs_1 jelleggörbe azt a fojtási állapotot szemlélteti, amikor a berendezés folyadékszállítása éppen az előírt Q .



102. ábra

A 102. ábra alapján határozzuk meg a fojtásos szabályozás miatti energiaveszteségeket!

A veszteségek két részből tevődnek össze:

a. / A szivattyu hatásfoka kis folyadékszállításnál (Q_2) általában erőteljesen csökken ($\eta_2 < \eta_{max}$).

b. / A fojtás nélküli csőhálózat jelleggörbéje (Cs) megadja azokat a szállítómagasság - folyadékszállítás összetartozó értékeket, mely mint igény, a csőhálózat részéről jelentkezik. A szivattyu jelleggörbéje megmutatja, hogy a folyadékszállítás különböző értékeinél - a szivattyu mint energiaközlő gép a folyadék súlyegységével hány mkp/kp hasznosítható energiát közöl - mekkora a szivattyu szállítómagassága. A két jelleggörbe közötti függőleges metszések megmutatják, hogy a metszéseknek megfelelő szállítómagasságok ($B\bar{A}$, $B'\bar{A}'$, stb.) szükségtelenek az adott folyadékszállítás biztosításához és a fojtószerveken nyomásvesztés formájában elvesznek. A hasznos teljesítmény - helyesen - a Cs jelleggörbének megfelelő szállítómagasság értékekkel számítható.

2. / A fojtásos szabályozásnál a szivattyu hatásfoka egy tetszőleges pontban (pl. Q_A folyadékszállításnál a következőképpen számítható:

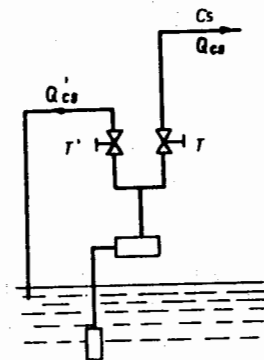
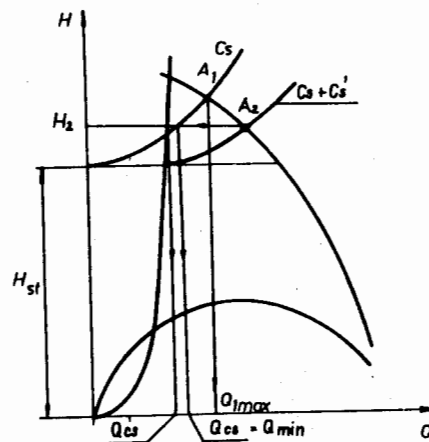
$$\eta_{fojt} = \frac{P_h}{P_\delta} = \frac{Q \cdot H_{cs} \cdot \gamma}{Q \cdot H_m \cdot \gamma} = \frac{H_{cs}}{H_m} \cdot \eta$$

ahol η_{fojt} a fojtásos szabályozás után a szivattyu hatásfoka, η pedig a Q folyadékszállításához tartozó (fojtás nélküli) szivattyu hatásfok. A 102. ábrából látható, hogy a $\frac{H_{cs}}{H_m}$ hányados értéke kis folyadékszállításoknál erősen csökken és ezzel együtt rohamosan csökken η_{fojt} értéke is.

Gazdaságtalan volta mellett viszont igen nagy előnye a fojtásos szabályozásnak az, hogy igen egyszerű, könnyen kezelhető és szaktudást nem igényel. Ez az oka annak, hogy rossz tulajdonságai ellenére is a legelterjedtebb szabályozási módnak mondható.

Az épületgépészetben - gazdaságos volta miatt - sokszor alkalmazzák az ún. lépcsős vagy szakaszos szabályozást. Erre a szabályozásra azonban csak akkor kerülhet sor, ha a folyadékmennyiség tárolására lehetőség van. A szabályozás lényegében abból áll, hogy a szivattyuk nem tartanak állandó üzemet, hanem jó hatásfoku üzemi ponton járva a kívánt folyadékszállításnál többet szállítanak egy tároló tartályba és a kívánt mennyiséget a gépek szakaszos üzemével érhetjük el. A lépcsős szabályozás történhet egy gép szakaszos üzemével, több gép részben állandó, részben szakaszos üzemével, vagy több gép váltakozó szakaszos üzemével, az ún. gépváltással. Épületgépészetben a szabályozási módot főleg ott alkalmazzák, ahol a folyadékszállítás előírt értéke az időben gyakran széles határok között változik. Pl.: Házi vízellátó berendezések, napitartályos olajellátó rendszerek kondenzvízáttemelő és kazántápvizellátó berendezések.

3. / Folyadékmennyiség szabályozásának egy másik módja a megcsapolásos szabályozás. Ebben az esetben a szivattyu nyomócsonkján után kapcsolt Cs fővezeték (103. ábra) kell megcsapolni és lehetőség van arra, hogy a folyadékmennyiség egy része a Cs' vezetékben folyjon el. (A Cs' vezeték keresztlő a folyadék legtöbbször vagy a szivattyu szívócsonkjánál áramlik - megkerülő vezeték - vagy pedig visszaáramlik az alsó tartályba, ahonnan a folyadékot szivattyúzzák). Különösen akkor van ennek a szabályozásnak nagy jelentősége, ha a fővezeték hosszabb időn keresztül csak kis folyadékmennyiségekre van szükség, vagy esetleg üresjáratban kell a szivattyut járattani. Épületgépészetben a recirkulációs vagy másnéven kétvezetékes olajellátó, rendszereknél, és a nagyobb nyomású kazánok tápvizellátó berendezéseinél van ennek a szabá-



103. ábra

lyozási módnak jelentősége. Az üzemviszonyokat a 103. ábra mutatja. Ha a T jelű tolózár teljesen nyitva, a T' jelű viszont teljesen zárva van, akkor a szivattyu a Cs csővezetékre dolgozik, és munkapontja az A_1 pont. A T' tolózár részben nyitva a folyadékszállítás a Cs csővezetékben is megindul, a teljes folyadékmennyiség tehát a fővezeték és a megcsapoló vezeték között szétoszlik. (Az ábrán a Cs' jelleggörbéje nyitott T' tolózárnál lett felrajzolva).

Munkapont helyének meghatározásához csupán a két párhuzamosan kapcsolt Cs és Cs' csővezeték eredő jelleggörbéjét kell meghatározni ($Cs + Cs'$) - amit a megfelelő abszcisszáik összegezésével nyerünk - ez a szivattyu jelleggörbéjéből kimetszi az A_2 munkapontot. Az egyes ágakban áramló folyadékmennyiségeket az alapján határozhatjuk meg, hogy mindkét csővezeték terhelőmagassága a munkapontnak megfelelően H_2 , a folyadékszállítás pedig a Cs ágban Q_{cs} a Cs' ágban pedig Q'_{cs} .

Üzem közben, ha csak a T' tolózárát nyitjuk, illetve zárjuk, akkor a folyadékszállítás értéke az A_1 munkapontnak megfelelő $Q_1 = Q_{max}$ és az A_2 munkapontnak megfelelő $Q_{cs} = Q_{min}$ érték között változik. További folyadékszállítás csökkenést a T jelű tolózár részbeni zárásával lehet elérni. E szabályozási módnál a Q_{cs} folyadékszállításnak megfelelő

$$P_{veszt} = \frac{Q'_{cs} \cdot H_2 \cdot \gamma}{102 \cdot \eta} \quad (\text{kW})$$

teljesítményrész veszendőbe megy. (Természetesen, ha a T tolózárral fojtunk, akkor még a fojtási veszteségek is fellépnek).

Az eddig ismertett szabályozási módoknál a csőhálózat jellemzőit változtatták meg. A továbbiakban ismertetésre kerülő szabályozási módoknál a szivattyu jellemzőit változtatják meg az előírt folyadékszállítás létrehozása érdekében.

4. / Igen gazdaságos szabályozáshoz jutunk, ha a szivattyut hajtó motor fordulatszáma gazdaságosan változtatható.

A szabályozás a fordulatszám változtatásával azért gazdaságos, mert a munkapont - ha a szabályozást a kagylódiagram figyelembevételével nem túlságosan tág határok között végezzük - a jó hatásfoku pontok tartományában marad, és járulékos külső áramlási veszteségek - mint például a fojtásnál - nem lépnek fel.

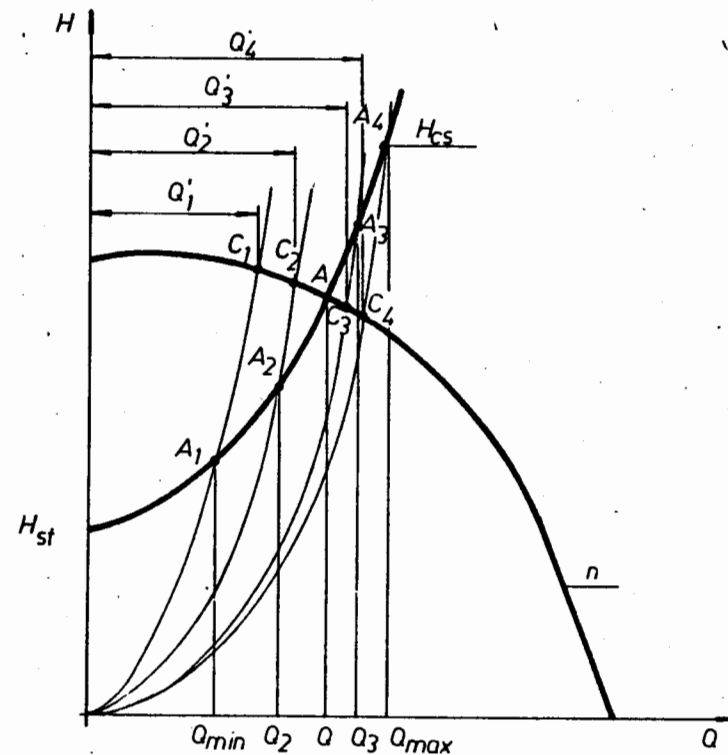
Az üzemviszonyok változását a 104. ábra mutatja. Kiindulási alapul legyen ismert a szivattyunak az n fordulatszámhoz tartozó jelleggörbéje a csőhálózat jelleggörbéje és a folyadékszállítás Q_{min} -től Q_{max} -ig történő változtatásának igénye. Feladatunk meghatározni azokat a fordulatszámértékeket, melyen a szivattyut üzemeltetve a berendezéssel a mindenkor előírt Q folyadékszállítás megvalósítható; keressük a $Q = f/n$ görbét.

A $Q = f/n$ görbét a következőképpen tudjuk megszerkeszteni:

a. / A csőhálózat jelleggörbéjének Q_{min} és Q_{max} közé eső részén meghatározott osztásra felveszünk pontokat. (A_1, A_2, A_3, A_4). A pontokhoz tartozó folyadékszállítás; $Q_1 = Q_{min}$; Q_2 ; Q_3 és a 104. ábrán $Q_4 = Q_{max}$.

b. / A pontokon keresztül megrajzoljuk az affin parabolákat. Az affin parabolák az n - - ismert - fordulatszámhoz tartozó jelleggörbét a $C_1; C_2; C_3; C_4$ pontokban metszik a $Q'_1; Q'_2; Q'_3$ és Q'_4 folyadékszállításoknál.

c. / Az affinitás törvénye értelmében a $Q_1; Q_2; Q_3; Q_4$ folyadékszállításokhoz tartozó $n_1; n_2; n_3$ és n_4 fordulatszámértékek a következő ismert összefüggés segítségével határozhatók meg:



104. ábra

$$\frac{n_1}{n} = \frac{Q_1}{Q'_1} \quad \text{illetve} \quad n_1 = n \cdot \frac{Q_1}{Q'_1}$$

ahol n_1 a Q_1 folyadékszállításához tartozó fordulatszám:

$$n_3 = n \cdot \frac{Q_3}{Q'_3} \quad \text{képlettel határozható meg.}$$

Az $n_1 \dots n_4$ értékek meghatározása után $Q = f/n$ görbe megrajzolható.

Amennyiben ismert a gép kagylódiagramja, arról is felvilágosítást kapunk, hogy a szabályozás folyamán a gép hatásfoka mennyire változott.

A szivattyúk fokozat nélküli fordulatszám változtatása történhet kollektoros és repulziós villamos motorokkal, esetleg mellékáramkörű egyenáramú villamos motorokkal, vagy hidrodinamikuss tengelykapcsoló segítségével. Az épületgépészetben ez a szabályozási mód a berendezések bonyolultsága és a viszonylag kisméretű szivattyúk alkalmazása miatt nem terjedt el.

5. / A járókerék leesztérgálása olyan szabályozási mód, amelylyel tartósan módosítjuk a szivattyú jellemzőit. Radiális kiömlésű, egyfokozatu centrifugálszivattyúk jellemzőit D_2 kezdeti és D'_2 leesztérgált átmérőnél a

$$Q' = Q \cdot \frac{D'_2}{D_2} \quad \text{és} \quad H' = H \cdot \left(\frac{D'_2}{D_2} \right)^2 \quad \text{összefüggésekkel jellemez-$$

hetjük. Ezek az összefüggések közelítő jellegűek, s a szükséges leesztérgálás a jellemző fordulatszámoknak is függvénye.

Többfokozatu turbószivattyúk járókerékét úgy szokás visszatesztérgálni, hogy a kerék két oldaltárcsája közt kiesztérgálják a lapátokat. Ennek mértéke is számítható (közelítéssel) az előző összefüggésekkel. A kiesztérgálást azonban célszerű több fokozatban elvégezni, mindig újra meghatározva a jelleggörbét, mert ha rögtön a végleges méretre tesztesztérgálunk - a fenti közelítő összefüggés alapján - gyakran már többet tesztesztérgálunk le mint amennyit szabad lenne.

3.3 A hajtási mód és a hajtó motor teljesítményének meghatározása

Leggyakoribb a villamos hajtás. A szivattyúkat a következő típusú villamos motorokkal hajtják: rövidrezárt forgórészű aszinkron indukciós motorok, csuszógyűrűs aszinkron indukciós motorok, kollektoros indukciós motorok, szinkron motorok, egyenáramú motorok. Ezen kívül különleges kapcsolású hajtásokat is használnak. Az épületgépészetben alkalmazott szivattyúk általában kis és közép teljesítményűek. E szivattyúk hajtására leggyakrabban rövidrezárt forgórészű (kalitkás) indukciós motorokat használnak. Az egész indítási - gyorsulási idő alatt a hajtó motor forgatónyomatéka nagyobb, mint a szivattyú nyomatékfelvétele, így a gépcsoport elég rövid idő alatt felgyorsul a névleges fordulatszámra. Ha a hálózat terhelhetősége nem teszi lehetővé rövidrezárt forgórészű motorok indítását, akkor csuszógyűrűs motorokat használnak. Az indító ellenállás fokozatait önműködően vagy kézi uton kapcsolják, melyek az

indítási áramerősség a névleges áramerősséghez közelálló értékre csökken. Ha a forgórész tekercseléséhez megfelelően kötött ellenállást kapcsolunk, akkor a csuszógyűrűs motorokkal a fordulatszám a névleges fordulatszám 80 százalékáig csökkenthető. (Fordulatszám szabályozás). Kollektoros motorok viszonylag drágák ezért alkalmazásuk igen ritka.

Szinkron motorokat csak igen nagy teljesítményeknél alkalmaznak.

Az üzemek túlnyomó részében váltakozó áram van. Csak egészen kivételes esetben alkalmaznak egyenáramú motorokat. Ha a villamos áramszolgáltatás nem elég üzembiztos és a szivattyúzás kiesése nagy kárral járna, tartalékként más fajtájú hajtásról is gondoskodni kell. Ez legolcsóbban belsőgésű motorral valósítható meg.

Gőzüzemű hajtást ott érdemes használni, ahol más célokra, például a téli idényben fűtésre, amugy is kell gőzt termelni.

A hajtó motor teljesítményét a várható terhelésnek megfelelően kell megválasztani. Ha a hajtó motor közvetlenül kapcsolódik rugalmas tengelykapcsoló közbeiktatásával a szivattyú tengelyéhez, a motor teljesítményét

$$P_{\text{mot}} = k \cdot P_{\text{ö}}$$

összefüggés adja meg, ahol $P_{\text{ö}}$ a szivattyú hajtásához szükséges - előzőekben meghatározott - összteljesítmény, k a teljesítménytartalék tényező. A túlterhelések és a hálózati feszültség változása (csökkenése) miatt teljesítménytartalék is szükséges.

Az így kiszámított teljesítményérték alapján katalógusból választhatjuk ki a megfelelő névleges teljesítményű motort. Ha a katalógusban nem találunk pontosan a kiszámított teljesítménynek megfelelő motort, akkor a legközelebbi nagyobb névleges teljesítményű motort kell kiválasztani.

A k teljesítménytartalék tényező értéke a tengelyen leadott teljesítmény nagyságától függően

$$P_{\text{ö}} < 5 \text{ kW} \quad k = 1,2 \dots 1,35$$

$$P_{\text{ö}} = 5 \dots 50 \text{ kW} \quad k = 1,1 \dots 1,2$$

Nagyobb k értéket, és ezzel nagyobb teljesítményű motort választani nem ajánlatos, mert a beszerzési költség növelése mellett romlik a motor hatásfoka és nő az indítási áramerősség; a megadottnál kisebb k értéket sem célszerű felvenni, mert túlterheléskor a biztosíték kioldváása miatt a motor lekapcsolódik a háló-

zatról, továbbá a szivattyu hajtásához szükséges teljesítmény (P_8) kismérvű emelkedése esetén (pl. kopás miatti hatásfok romlás miatt) a motor már nem lesz képes az üzemet fenntartani.

Sokszor kénytelenek vagyunk, a megfelelő méretű centrifugális szivattyu típus hiánya miatt olyat beépíteni, amelyet a gyár által megadott teljesítményadatoknál kisebb értékkel üzemeltetünk. Ilyen esetben a gyárnak meg kell adni az üzemállapotnak megfelelő adatokat, vagy ki kell számítani a hajtáshoz szükséges motor megkívánt teljesítményét - a hatásfok romlás figyelembevételével.

3.4 Adott üzemi viszonyoknak megfelelő szivattyú kiválasztási és beépítési szempontjai

A szivattyu típusának kiválasztásakor számos tényezőt kell figyelembe venni: a folyadékszállítást és a szállító magasságot, a szállítandó folyadék fajtáját és hőmérsékletét, a szivattyu üzemeltetésének jellegét (állandó üzem, időszakos üzem stb.). A szivattyu típusát kétféle módon lehet kiválasztani:

a. / a szivattyut beszerző fél, vagy a folyadékszállító berendezés tervezője a szivattyut katalógus alapján választja ki;

b. / a leendő folyadékszállító berendezés műszaki adatait megküldjük a szivattyut gyártó üzemnek, amely ezek alapján elvégzi a szükséges számításokat és kiválasztja a megfelelő szivattyutípust.

Ez utóbbit az épületgépészetben főleg a kondenzvíz szivattyúk és a kazántápszivattyúk kiválasztásánál alkalmazzuk.

A szivattyúkatalógusok legtöbbször a szállított vízmennyiség, a szállítómagasság, a fordulatszám és a szükséges hajtóteljesítmény adatait tartalmazzák táblázatos formában esetleg diagramban is megadják a jelleggörbéket. A szivattyúk hatásfokát gyakran nem közlik, ami súlyos hiányosság, mert így nem lehet megállapítani, hogy milyen Q és H értékeknél van a szivattyu optimális üzemi pontja. (A hatásfokot a megadott Q , H , és P adatokból számítással meg lehet állapítani, azonban ez nehézkes, mert hosszadalmas munkát kíván.) A katalógusokban megadott Q , H és P értékei - az egyes szivattyúkra - csak bizonyos gyártásból adódó szórás figyelembevételével használhatók fel. A közölt értékek sok szivattyu vizsgálati anyagának középértékei. Az üzemi pontot az üzemi mező jó hatásfoku tartományában kell megválasztani.

A katalógusok a teljesítményadatokon kívül megadják a szivattyúk súlyát, körvonalrajzát, illetve befoglaló méreteit. Mivel az alapozásra vonatkozó adatok a motor méreteitől függenek, ezek gyakran hiányoznak, ami megnehezíti a szivattyu beépítését tervezők munkáját.

A következőkben a szivattyukhoz kapcsolódó csővezetékek tervezési szempontjait ismerjük meg. A szivattyuhoz közvetlenül kapcsolódó csővezetékek helyes kialakításától nagymértékben függ az egész berendezés kifogástalan működése. A terhelőmagasság számítás módját és a csőhálózat jelleggörbéjének megszerkesztését már ismerjük, ezekkel itt nem foglalkozunk.

A szivattyuberendezés üzemében tapasztalható zavarok többsége a szívócsővezeték gondatlan tervezéséből és elkészítéséből ered. A kavitáció, a levegő beszívása a szívócső tömitetlenségein, a szivattyu remegése stb. legtöbbször a berendezés szívórendszerének helytelen tervezésére vagy gondatlan kivitelezésére vezethetők vissza. Ezért a továbbiakban először a folyadékszállító berendezés szívóoldalának tervezésére és beépítésére vonatkozó szempontokkal foglalkozunk.

a. / Szívócsővezeték

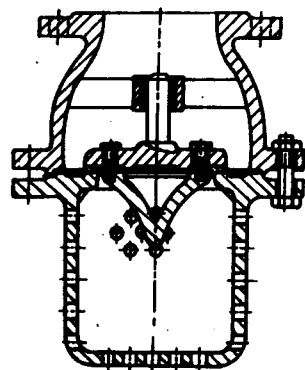
A szívócsőben megengedhető folyadékaramlási sebességet $c_{sz} = 0,7 \dots 2,0$ m/s határok között célszerű megválasztani, a szívócső átmérőjétől és hosszától függően. Kavitáció elkerülése érdekében a szívómagasságot minél kisebbre kell választani; forró folyadék szállításakor elegendő hozzáfolyási magasságot kell biztosítani.

Az adott szivattyuval elérhető maximális szívómagasságot (H_{smk}) vagy a szükséges hozzáfolyási magasságot a szivattyu gyártójának kell megadni.

Ha a szivattyu szivással üzemel, akkor a szívócső végére lábszelepes szívókosarat kell szerelni, hogy a szivattyu és a szívócső vízzel feltölthető legyen. A lábszelep alá öntöttvasból vagy hornganyzott acéllemezéből készült, hosszukás vagy kerek nyílásokkal ellátott szívókosarat kell elhelyezni. A szívókosár megakadályozza nagyobb, szilárd szennyeződések beszívását, amelyek eltömíthetik vagy megrongálhatják a járókereket (105. ábra).

Az ábrán látható szívókosárral egybeépített lábszelep egytányéros szelepe gomba alakú, tömitése gumi vagy bőr. A szívókosár nyílásainak szabad felülete legalább 4-szerese a szívócső keresztmetszetének, hogy az áramlási ellenállások minimálisak legyenek és ha a nyílások egy része eltömődik, akkor se legyen üzembiztos zavar. Ha nem kell arra számítani, hogy a szivattyuba a folyadékkal együtt szilárd szennyeződések is juthatnak, a szívócső végére szívókosár helyett szívótölcsért szerelnek (106. ábra).

Ha a szivattyu hozzáfolyással üzemel, akkor a szívócső végére tolozárat kell beépíteni, hogy a szivattyut a csővezeték-től el lehessen választani.



105. ábra

A szivóvezetékben kerülni kell a csökönyököket, különösen ha kis hajlítási sugaruak vagy ha közvetlenül a szivattyuba való beömlésnél vannak elhelyezve. Ezek ugyanis a szivattyú szivócsonkjában egyenlőtlen áramlási sebességeloszlást okoznak, és emiatt a járókerék rendellenesen működik. Lehetőleg minimálisan 1 ~ 2 dsz hosszúságú egyenes szakaszt kell beépíteni a szivattyú szivócsonkjá és a legközelebbi csökönyök közé. Az olyan csökönyökök azonban, amelyek szűkülnek és bennük az áramlási sebesség növekszik, kisebb veszteségeket és kisebb zavarokat idéznek elő a járókerék folyadékcsállításában, mint a közönséges könyökcsövek.

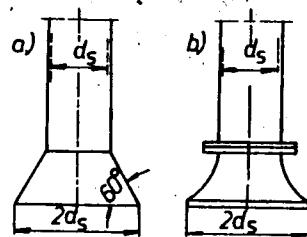
A szivattyú és a szivócsővezeték helyes és helytelen elrendezésére néhány megoldást a 107. ábra mutat.

A szivócső légtelenítésének megkönnyítésére az egyenes csőszakaszokat is úgy kell elhelyezni, hogy a szivattyú felé legalább 0,5%-kal emelkedjenek. A szivókosár helyes beépítését mutatja a 108. ábra. Törekedni kell arra, hogy minden szivattyúnak külön-külön szivócsővezetéke legyen. Ha több szivattyút közös szivóvezetékhez csatlakoztatnak, akkor minden szivattyú szivócsonkjára elzáró szerelvényt kell beépíteni, hogy az egyes szivattyúk a közös szivócsővezetékéről lekapcsolhatók legyenek.

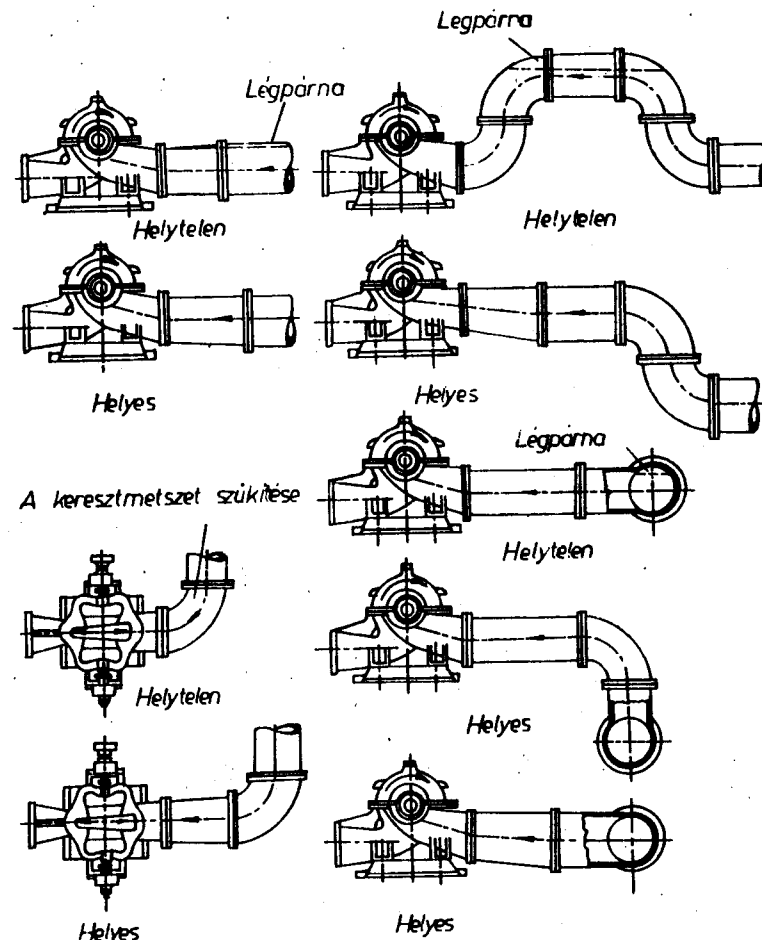
b. / Nyomó csővezeték

A nyomó csővezeték tervezésekor a következő tényezőket kell figyelembe venni:

1. / a csővezeték hossza és átmérője; 2. könyökidomok és elzárószerelvények száma; 3. a csővezeték nyomvonal; 4. a szállítandó folyadék fizikai és kémiai tulajdonságai. Igen fontos, hogy a folya-



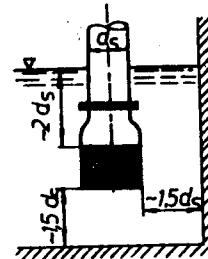
106. ábra



107. ábra

dék ne okozzon a csövekben korróziót vagy ne képezzen a csőfalakra tapadó lerakódást, amely idővel a csőkeresztmetszet vagy a csőfal érdességének növelése miatt lényegesen növelheti az áramlási veszteségeket.

A csővezetékeket a lehető legrövidebb uton kell vezetni a legkisebb számú görbülettel, a lehető legkevesebb elzárószerelvényt és más nagyobb áramlási veszteségeket okozó szerkezettel.



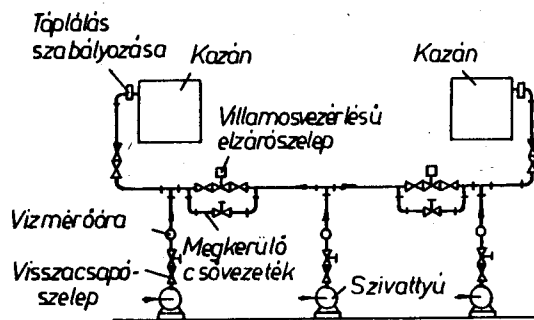
108. ábra

A csővezeték átmérőjét - különösen nagyobb hosszúságú csővezetékknél - műszaki-gazdasági elemzés alapján kell meghatározni, figyelembe véve a műszaki szempontokat, vagyis a csővezeték rendeltetését, a szállítandó folyadék tulajdonságait, az áramlási ellenállás nagyságát stb, valamint a gazdaságossági szempontokat, nevezetesen a berendezés létesítési költségeit és a szivattyúk üzemeltetési költségeit, amelyek többek között a csővezeték áramlási veszteségeitől is függenek.

A nyomócsővezetékben szokásos C_{ny} áramlási sebességet a berendezés rendeltetésétől és a csőhálózat geometriai méreteitől függően 1...3 m/s határok között választják.

A csővezeték nyomvonalát annak rendeltetésétől függ. Sok esetben - a feltétlen üzembiztonság kedvéért - tartalékszivattyút kell a rendszerbe beépíteni. (Kazántáp-rendszer, olajellátó-rendszer, fűtési keringető stb.) A csővezeték kapcsolását úgy kell megtervezni, hogy bármelyik üzemben levő szivattyú meghibásodása esetén a tartalékszivattyút könnyen be lehessen kapcsolni. Példaképpen a 109. ábrán két gőzkazánt tápláló, három párhuzamosan kapcsolt szivattyúból és az összekötő csővezetékekből álló kazántápbereendezés vázlatát látható. Ennél a berendezésnél a két szélső szivattyú táplál egy-egy kazánt, a harmadik a tartalék, amely bármelyik szivattyút helyettesítheti. Villamos működtetésű elzárószelepekkel és a kazánok vizellátásának villamos szabályozásával az egész tápbereendezés üze automatizálható. Megkerülő csővezeték tesz lehetővé a villamos vezérlésű tolozárak javítását vagy cseréjét üzem közben.

Lakóházakban, irodákban, kórházakban felszerelt szivattyúkkal szemben legtöbbször követelmény a zajtalan járás.

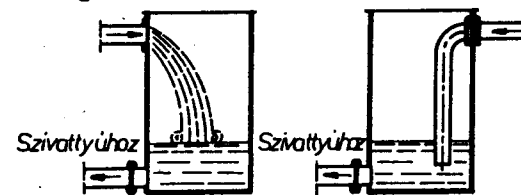


109. ábra

Zajtalan üzemmódot az alábbiakkal lehet elősegíteni:

1. / alacsony fordulatszámú szivattyúk és motorok alkalmazásával
2. / siklócsapágyazású gépek alkalmazásával
3. / a szivattyú- és nyomócsővezeték közé épített rezgéscsillapító gumitömlővel, mert a zaj és rezgések elsősorban a csővezetékeken át terjednek az épületben.
4. / zajtompító alapok használata.

Zajt és rezgést okoz a szivattyú üzemében a kavitáció fellépeése, vagy ha a szállított folyadék túl sok levegőt tartalmaz és ezért a szivattyú rángatva üzemel. A vízbe úgy kerülhet sok levegő, ha az nagyobb magasságból ömlik szabad víz felszínre. A helytelen és helyes megoldás vázlatát a 110. ábra mutatja.



110. ábra

c. / Segédcsővezetékek

A segédcsővezetékek vezetik a vizet a csapágyak és tömszelencék hűtéséhez; a tömítő gumikarmanytuk nedvesítésére a szivattyú indítása előtt. Ezek vezetik el a tömszelencéből kicsöpögő folyadékot olyan helyre, ahol nem okoz kárt, vagy nem szennyezi a szivattyú környezetét. E vezetékek beépítési módját és méretét a szivattyúk gépkönyvei írják elő.

3.5 Szivattyúk indítása

A csőhálózatra kapcsolt szivattyúk megindításának külső és belső feltételei vannak.

A külső feltételeket az alábbiakban foglalhatjuk össze:

Örvényszivattyúk első megindításakor a következő műveleteket kell sorban elvégezni: a csapágyakat benzinnel, benzollal vagy más olajoldószerrel ki kell mosni, majd az olajsintmutatóig olajjal feltölteni. Zsirrrel kent gördülőcsapágyaknál ellenőrizni kell, hogy a csapágyházban van-e elegendő zsír.

A gördülőcsapágyak túlzott zsirtöltése is káros; melegedésre

vezet. A gördülő részek közötti teret zsirral teljesen fel kell tölteni, de a csapágyház egyéb terét csak 1/4...1/2 részig szabad kitölteni.

A szivattyút és a szivócsővezetéket vízzel kell feltölteni. Ha alacsonyabb szintről történik a folyadék szivása, akkor általában a szivócső végére lábszelepet helyeznek el, mely meggátolja a víz elfolyását a szivócsőből. Önfelszívó szivattyuknál a lábszelep elhelyezése nem szükséges. Lábszelepes szivattyuban a vizet a légtelenítő csap nyitott állapotában a töltőtölcséren, vagy a nyomócsövön keresztül kell betölteni. Hozzáfolyással dolgozó szivattyuk feltöltéséhez ki kell nyitni a szivócsővezetékbe épített tolózárat.

Az önfelszívó szivattyukat csak az első indításkor kell feltölteni.

A gép indítása előtt gondosan meg kell nézni, a nyomóvezetékbe épített szelep vagy tolózár állását. Lapozzunk vissza és nézzük meg a 75, 76, 77. ábrát. Az indítás ideje alatt a saját és a szivattyú forgórészeinek tömegét gyorsító hajtómotor különben is túl van terhelve, nincs értelme tehát, hogy az hidraulikai okokból kifolyólag még külön terheljük. A kis jellemző fordulatszámú gépek P_0 szükséges meghajtó teljesítményigénye, akkor a legkisebb, ha a gép nem szállít folyadékot. Ezeket a gépeket úgy kell tehát indítani, hogy a nyomóvezetékbe épített szelep vagy tolózár el legyen zárva, mert különben a hajtómotort úgy túlterhelhetjük, hogy az tönkre is mehet. A 77. ábra győz meg arról, hogy a nagy jellemző fordulatszámú gépeket pontosan fordítva, éppen teljesen nyitott tolózárral kell indítani, mert e gépeknél a zárt tolózárral történő indítás jelent erős túlterhelést. Ellenőrizni kell a hajtómotor forgásirányát, (a helyes forgásirány a szivattyúházon nyíllal meg van jelölve) úgy hogy a motort rövid időre bekapcsoljuk.

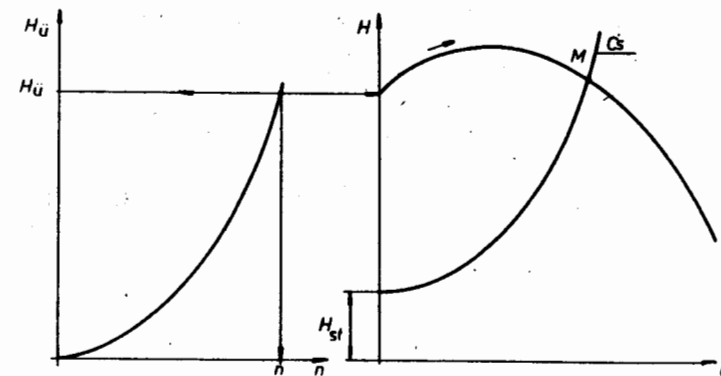
Ezután kerülhet sor a gép megindítására és a fordulatszámnak az üzemre való folyamatos emelésére.

A zárt tolózárral indított gép szállítómagassága az indítás ideje alatt a

$$H_u = f/n/$$

másodfokú affin parabola szerint változik (111. ábra bal oldala). Amikor a gép fölgyorsult az n üzemi fordulatszámra, akkor fokozatosan nyitni kell a nyomóoldali tolózárat és közben figyelni kell a nyomásmérőt, hogy a motort túl ne terheljük. Hosszu nyomócsővezeték tolózárát lassan kell nyitni, és így csak lassan, fokozatosan növelni a vízszállítást, hogy ne következzen be vízútés.

A szivattyú ne üzemeljen sokáig zárt nyomóoldali tolózárral, vagy igen kis folyadékcszállítással, mert ilyen esetben a fellépő



111. ábra

surlódási veszteség hővé alakulva melegíti a szivattyúházban lévő folyadékot és a folyadék esetleg felforrhat.

Meleg folyadék szállításakor meg kell nyitni és be kell szabályozni a csapágyak és tömszelencék hűtővíz ellátását.

A szivattyút nem szabad szárazon, tehát folyadékkal való feltöltés és légtelenítés nélkül indítani. Az ilyen indítás a szivattyút azonnal súlyosan megrongálja, mert belső alkatrészei surlódhatnak és felmelegedve berágódhatnak.

Forró folyadékot szállító szivattyúnál a szivattyú megindítása előtt lassan töltjük fel a szivattyúházat megfelelő hőfoku folyadékkal, hogy ideje legyen a szivattyúnak az egyenletes felmelegedésre. Üzem közben rendszeresen ellenőrizzük a szivattyú tömszelencéjét, hogy az megfelelően tömit-e és nem tulságosan meleg-e.

A térfogatkiszorításos szivattyúk szárazon való üzemeltetése sem engedhető meg. Annak biztosítására, hogy a térfogatkiszorításos szivattyú sohase ürüljön ki, még a lábszelep sem teljesen alkalmas. Helyes, ha a szivóvezetéket közvetlenül a szivattyúhoz való csatlakozás előtt függőlegesen felülről vezetik. Ilyen módon a szivattyúkban mindig marad folyadék. Erről egyébként gondoskodni lehet a nyomóvezetékét és a szivóvezetéket összekötő kisméretű csővezetékkel is, amibe valamilyen elzáróelemet iktatnak. Az elzáróelemet indulás előtt nyitják, így a szivattyú feltöltődik.

A szivattyúk után építsünk be visszacsapó szelepet, hogy a folyadék a szivattyú megállításakor ne folyhasson vissza.

Térfogatkiszorításos szivattyúk nyomóoldalára minden esetben építsünk be biztosító szelepet. Ez megvédi a szivattyút a tönkremeneteltől olyan esetben, amikor tévedésből zárt nyomóvezetéknel indítjuk meg, vagy az vezeték rongálódás következtében elzáródik, eldugul.

Az előzőekben felsorolt teendők voltak a szivattyúk indításának külső feltételei.

Örvényszivattyúk indításának belső feltétele a berendezés statikus terhelőmagasságának és a szivattyú üresjárási szállítómagasságának viszonyában jelentkezik. A szivattyú indítható, ha

$$H_u > H_{st}$$

Természetesen a szivóoldalon a következő egyenlőtlenségnek is teljesülni kell

$$H_{smk} > H_{scs}$$

vagyis a szivattyú maximális manometrikus szivómagassága nagyobb mint a szivóvezeték terhelőmagassága.

Ebben az esetben a gépet a normális fordulatszámra gyorsítva, a tolózár vagy szelep lassu nyitásával megindul a folyadékszállítás. (111. ábra). Igen ritkán fordul elő, de mégis találkozhatunk, olyan esetekkel is, amikor a helyzet már nem ilyen egyszerű, mert

$$H_u < H_{st}$$

Ilyen esetben normális körülmények között a folyadékszállítás a tolózár nyitása után nem indul meg.

Az indítás ilyenkor kétféleképpen lehetséges. Ha a hajtómotor fordulatszáma szabályozható, akkor zárt tolózár mellett felmegyünk egy olyan

$$n_1 > n$$

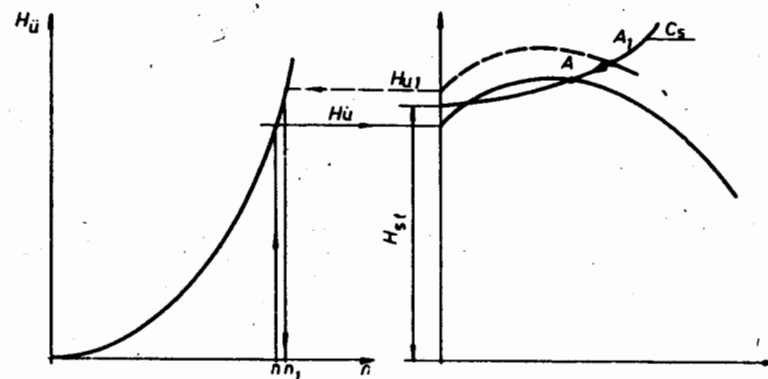
fordulatszámra, amelynél

$$H_{u1} > H_{st}$$

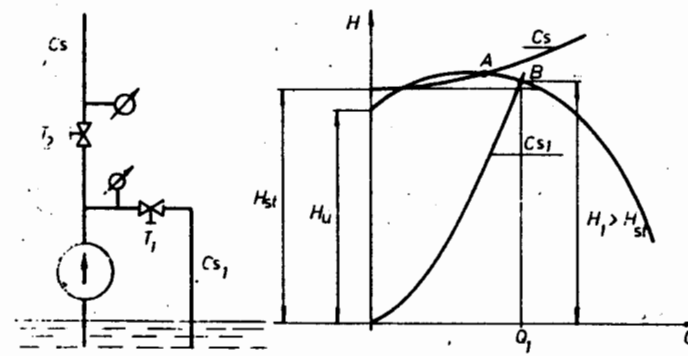
mert ekkor a tolózarat fokozatosan nyitva a szállítás megindul. (A viszonyokat a 112. ábra mutatja.) Ha a tolózarat teljesen kinyitottuk, a szivattyú A₁ munkapontban fog dolgozni.

A fordulatszámot fokozatosan az n értékre csökkentve, a munkapont a kívánt A pontba vándorol, és ezzel a gépet üzembehelyeztük.

Állandó fordulatszámú gépeknél, ha $H_u < H_{st}$, akkor az



112. ábra



113. ábra

indítás a 113. ábrán látható segédvezetékekkel végezhető el. A nyomóoldalra Cs₁ jelű visszavezető segédvezeték lett beépítve. A segédvezeték statikus terhelőmagassága $(H_{st})_{cs1} = 0 < H_u$. Mindkét tolózár zárt helyzetében a szivattyút a normális n fordulatszámra hozzuk, és utána a segédvezetékbe beépített T₁ tolózarat annyira nyitjuk, míg az előtte felszerelt manométer H₁ > H_{st} értéket mutat (113. ábra). Ekkor a szivattyú a B munkapontban dolgozva a Q₁ folyadékmennyiséget visszaszállítja a medencébe.

Ha ezután a T_1 tolózár lassu zárásával egyidejűleg a T_2 tolózárát nyitjuk - gondosan ügyelve arra, hogy a szivattyu szállítómagassága közel változatlan maradjon, a folyadékiszállítás a Cs jelű nyomóvezetékbe tolódik át. A B pont helyzete lassan labilissá válik és a munkapont át fog futni a kívánt A pontba. A B pont helyére, vonatkozóan csak az a megkötésünk van, hogy annak H_{st} -nél magasabban kell feküdni.

3.6 Szivattyúk üzemi zavarai, ezek lehetséges okai

Örvényszivattyúk esetében a lehetséges üzemi zavarok:

a. / A szivattyu nem szállít folyadékot

Oka lehet:

a szivattyu nincs vízzel megtöltve, vagy a szivattyu és szivócső nincs teljesen feltöltve,
a szivócsőben légszák van,
tul nagy a szivómagasság,
a szivócső vége nem merül be az alvízbe lehet, hogy alacsony a szivattyu fordulatszáma, vagy helytelen a forgásirány,
nagyobb a terhelőmagasság mint amit a szivattyu létrehozni képes,
párhuzamosan üzemel egy másik géppel, amivel nincs összehangolva, és azon át elszökik a folyadék, nincs nyitva a tolózár, esetleg nyitották, de az orsó megszakadt és így a zárólap a helyén maradt, idegen anyag került a lapátra és a csatornákat eltömte.

b. / A szivattyu kevés folyadékot szállít

Az okok között mindaz előfordulhat, ami az a. / pont alatt, legfeljebb más mértékben.

Azokon felül még a következő oka lehet:
erős gáz- vagy levegőkiválás a szivócsőben;
a tömitelenségeken keresztül levegő tört be a szivócsőbe,
vagy a szivattyu tömszelencéjén keresztül; kicsi a lábsezelep vagy részben eldugult és így nagy az ellenállása,

más a szállított közeg viszkozitása, mint amire a szivattyut kiválasztották,
törött lehet a gépben egy részyűrű, sérült valamelyik lapát,
törött lehet két fokozatház közti válaszfal, lerakódás lehet a

házban, amitől az áramlási keresztmetszetek leszűkültek,
forró folyadék esetén nem elegendő a hozzáfolyás.

c. / Nem elegendő a szivattyu szállítómagassága (kicsi a nyomás)

Oka lehet:

erős gáz, vagy levegőkiválás a szivócsőben, hálózati zavarok miatt alacsony a fordulatszám vagy fordított a motor forgásiránya,
párhuzamosan jár a gép egy másik szivattyuval, amivel nincs összehangolva,
kopottak a tömitőgyűrűk vagy kopott a tömszelence,
sérült a lapát, törött belül a ház, vagy lerakódások vannak benne.

d. / A szivattyu indulás után elejti a folyadékot

Oka lehet:

a szivócső csak részben feltöltött, vagy túl nagy a szivómagasság,
légszák van a szivócsőben, vagy a tömitelenségeken keresztül légbetörés,
nem merül be elég mélyre a szivócső és levegőt kap a gép.

e. / Túl nagy a szivattyu teljesítményfelvétele

Oka lehet:

a tervezési ponthoz képest a tényleges terhelőmagasság értéke lényegesen kisebb (kis jellemző ford.gépek) vagy lényegesen nagyobb (nagy jellemző ford.gépek), lehet, hogy a hálózati viszonyok miatt megemelkedett a fordulatszám,
nagyobb a szállított közeg fajsúlya vagy más a viszkozitása,
idegen anyag került a szivattyuba, ami suról, nem egytengelyű a szivattyu és a motor vagy görbe a tengely és az állórészt surolja a forgórész, túl szorosan, esetleg rosszul van a tömités beszerelve,
nincs megfelelő kenés a csapágyaknál.

f. / Nagyon csurog a tömszelence

Oka lehet:

megkopott a tömszelence tömitő anyaga, vagy kevés a tömitőkarikák száma, elmozdult a vizgyűrű a helyéről,
a szivattyu tengelye nem koncentrikus, ezért kiveri a tömitést,
a csapágy törött

a tengely elgörbült, vagy megkopott rosszul van a tömítés beszerelve.

g. / A szivattyu rezeg, vagy tul hangos

Oka lehet:

tul nagy a szivomagasság és kavitációs jelenség lép fel, a gép szállítomagassága sokkal kisebb, és a visszállítás nagyobb, mint a gép legjobb hatásfoku pontján, helytelen az alapozás, a lefogócsavarok nincsenek meghuzva, nem egytengelyű a szivattyu a hajtógéppel, görbe a tengely, kopott a csapágy, sérülés miatt a forgórész hozzá-hozzá ér az állórészhez, tul sok a zsir a golyócsapágyban.

h. / Melegsik a csapágy, rövid az élettartama

Oka általában mindaz, ami a gép rezgéséhez is vezethet.

Ezeken felül oka lehet:

siklócsapágyaknál tul kicsi a csapágyhézag, gördülőcsapágyak tulságosan be vannak feszítve, a szivattyu kivitele, gyártása, szerelése hibás.

i. / Nem indul a szivattyu

Oka lehet:

tul nagy a hálózat feszültség esése rövidzárlatos a villamos motor, vagy tönkrementek a biztosítékok, törött alkatrész van a szivattyuban, idegen anyag került a csapágyakba, vagy tul kicsi a csapágyhézag.

Az örvényszivattyuk meghibásodása általában tehát három fő csoportba sorolható: a szivóoldali hibák (ezek a leggyakoribbak); a szivattyuzási rendszer hibái, amik a tervezésre, túlméretezésre vezethetők vissza; a mechanikus hibák, amelyek idegen anyagok bejutása, hibás gyártás, szerelés, beállítás stb. folytán következnek be.

A térfogatkiszorításos szivattyuk üzemében előforduló üzemi zavarokat részleteiben nem vizsgáljuk, csak a fogaskerék szivattyuk leggyakrabban előforduló üzemi zavarait ismertetjük.

Fogaskerék szivattyuk. Ha kevés a folyadékcsállítás, vagy kicsi a nyomás, annak oka lehet; az alacsony fordulatszám, a viszkozitás csökkenése (pl. olaj hőmérséklete emelkedik), kopás miatt a ház és

a forgórész között a hézag növekedése, a tulnyomásvédelmi visszafolyózelep már üzemi nyomás alatt kinyit (rosszul van beállítva), az öntött ház lyukacsos és a szivó-nyomóter összekapcsolódott, légbeszökés vagy gázképződés van a szivóvezetékben.

Ha a szivattyut nem lehet megindítani, kézzel körbeforgatni, annak oka, hogy a szűrő kilyukadt és nagyobb méretű szennyeződés került a részbe, vagy esetleg a szállított olaj megdermedt.

Ha a szivattyu erősen zörög, rezeg, akkor meg kell vizsgálni, hogy elég merev-e az alapozás, a csővezeték megfogás nem olyan-e, hogy a kritikus rezgésszám közel esik a szivattyu fordulatszámához; esetleg nem sziv-e levegőt a szivattyu.