



BUDAPESTI MŰSZAKI ÉS GAZDASÁGTUDOMÁNYI EGYETEM
VEGYÉSZMÉRNÖKI ÉS BIOMÉRNÖKI KAR

Kósa Levente - Lukenics Jánosné - Verba Attila

VEGYIPARI GÉPTAN



Műegyetemi Kiadó, 2007

Lektor:

Dr. Tallián András
okleveles gépészmérnök

Szerzők:

Dr. Kósa Levente egyetemi tanár	1., 4.-7. fejezet
Lukenics Jánosné dr. egyetemi adjunktus	függelék
Dr. Verba Attila egyetemi tanár	2.-3. fejezet

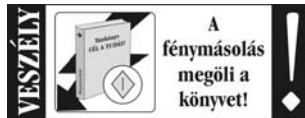
Szerkesztette:

Dr. Kósa Levente
egyetemi tanár

(Hatodik utánnomás)

egyetemi jegyzet
oktatási célra

Azonosító: **65017**



**A Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem
Vegyészmérnöki és Biomérnöki Karának**

megrendelése alapján kiadja a

Műgyetemi Kiadó
www.kiado.bme.hu

Felelős vezető: Wintermantel Zsolt

Terjedelem: 22,81 (A/5) ív

Nyomdai munkák:

Műgyetemi Nyomda

Munkaszám: 6331/07

TARTALOM	3
ELŐSZÓ	5
1. A GÉPEK ÜZEME.....	7
1.1. A gép fogalma, helye az energialáncban	7
1.2. A hatásfok, a terhelés és ezek kapcsolata	8
1.3. Az energia elraktározása rugóban, lendítőkerékben	15
1.4. A forgómozgás teljesítményének mérése	19
1.5. Gépek együttműködése, jelleggörbe, munkapont	24
1.6. Irodalom az 1. fejezethez	26
2. A GYAKORLATI ÁRAMLÁSTAN ALAPJAI	27
2.1. A nyomás és mérése	27
2.2. Állapotváltozások, a kompresszió munkája	34
2.3. A folytonosság törvénye	39
2.4. A viszkozitás	41
2.5. Áramlás csőben	44
2.6. A határréteg, szerelvények ellenállása.....	50
2.7. A Bernoulli-egyenlet.....	55
2.8. Hangsebesség feletti áramlás	65
2.9. Az áramlásba helyezett testre ható erők	67
2.10. A térfogatáram mérése	72
2.11. Irodalom a 2. fejezethez	82
3. FOLYADÉKOK ÉS GÁZOK SZÁLLÍTÁSA	83
3.1. A szállítási feladat	83
3.2. Az örvényszivattyú szerkezete, működése és jelleggörbéi	90
3.3. A térfogatkiszorítás elvén működő szivattyúk	113
3.4. Áramlástani elven működő gázszállító gépek	122
3.5. Térfogatkiszorítás elvén működő gázszállító gépek	131
3.6. Különleges fluidumszállító gépek	139
3.7. Vákuumszivattyúk.....	144
3.8. Irodalom a 3. fejezethez	153
4. SZILÁRD SZEMCSÉS ANYAGOK JELLEMZŐI	157
4.1. A sűrűség és mérése	157
4.2. A halomsűrűség és mérése	160
4.3. A porozitás és mérése	161
4.4. A szfericitás	162
4.5. A fajlagos felület és mérése	163
4.6. Szemcseméret, redukált szemcseátmérő.....	168

4.7. Szemcseeloszlás és mérése	170
4.8. A belső sűrűlódás és mérése, a törési feltétel	173
4.9. A falsűrűlódás és mérése	179
4.10. A fluidizációs határsebesség és mérése	182
4.11. Felületi nedvességtartalom	184
4.12. Irodalom a 4. fejezethez	185
5. SZILÁRD SZEMCSÉS ANYAGOK TÁROLÁSA	187
5.1. Tárolás silóban	188
5.2. Kifolyás silóból, boltozódás	194
5.3. Bolygató szerkezetek	197
5.4. Hombárázarak, adagolók	199
5.5. Irodalom az 5. fejezethez	201
6. SZEMCSÉS SZILÁRD ANYAGOK SZÁLLÍTÁSA	203
6.1. Mechanikus szállítók	204
6.2. Pneumatikus szállítás	211
6.3. Hidraulikus szállítás	224
6.4. Irodalom a 6. fejezethez	235
7. SZEMCSÉS SZILÁRD ANYAGOK APRÍTÁSA	237
7.1. Az aprítás energiaszükséglete	237
7.2. Aprítógépek	242
7.3. Irodalom a 7. fejezethez	251
8. FÜGGELÉK	253
8.1. Görög betűk, hatványszorzók	253
8.2. Metrikus és angolszász mértékegységek átszámítása	254
8.3. Különböző anyagok dinamikai viszkozitása	256
8.4. Anyagok sűrűsége és halomsűrűsége	257
8.5. Csőszerelvények és csőidomok veszteségtényezői	257
8.6. Szelepek és tolózárok ellenállástényezői	261
8.7. Szállítószalag hevedersebessége és szállítóképessége	264
8.8. Üzemtényezők	265
8.9. Irodalom a 8. fejezethez	266
9. TÁRGYMUTATÓ	267

ELŐSZÓ

Ez a jegyzet megismerteti a vegyész-mérnök hallgatókat a vegyi üzemben leggyakrabban előforduló gépek működésével, üzemi jellemzőivel, kiválasztásuknak és gazdaságos üzemeltetésüknek szempontjaival. Tartalmazza ezen gépek működésének megértéséhez szükséges áramlástan ismeretek rövid összefoglalását is. Bevezet a vegyipar légnemű és folyékony alapanyagai szállításának kérdéseibe, és ismerteti a szemcsés szilárd alapanyagok jellemzőit, azok meghatározási módját. Összefoglalja a szemcsés szilárd anyagok tárolásának, szállításának és aprításának elvi és gyakorlati kérdéseit. A felsorolt mechanikai műveletek gépeinek működése és kiválasztási szempontjai szintén tárgya a jegyzetnek. A jegyzet végén található függelékben néhány hasznos adatot gyűjtöttünk össze. A gyors tájékozódást a jegyzetben tárgymutató könnyíti meg. A leírtak megértését és alkalmazását elősegítendő minden fejezetben elhelyeztünk kidolgozott példákat. Ezeket a műszaki számításokkal szemben támasztott követelményeknek megfelelően dolgoztuk ki, így a számítások menete jól követhető, ellenőrizhető. Az adatok behelyettesítéskor a mértékegységeket azért hagyhattuk ki az összefüggésekből, mert minden mennyiséget SI alapegységben írtunk be.

Ezúton mondok köszönetet szerzőtársaimnak, dr. Verba Attilának a 2. és 3. fejezet színvonalas megírásáért, és Lukenics Jánosné dr.-nak a függelék összeállításáért. Köszönöm dr. Tallián András gépészmérnöknek, a Vegyipari Géptan Tanszék volt munkatársának a rendkívül pontos és szakszerű lektori munkát.

Köszönöm dr. Nyitrai Ferencnének az ábrák gondos elkészítését, és a Vegyipari Géptan Tanszék oktatóinak és nemoktató dolgozóinak értékes tanácsait és igen hasznos segítségét.

Budapest, 1996. december 15.

Kósa Levente

1. A GÉPEK ÜZEME

1.1. A gép fogalma, helye az energiláncban

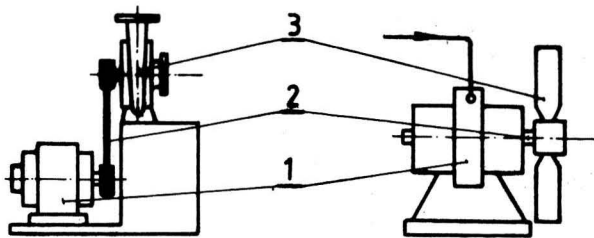
Pattantyús Ábrahám Géza, a Műegyetem nagyírú professzora az alábbi módon definiálta a gép fogalmát :

"**Gép** minden olyan eszköz, amely az energia vagy az anyag alakjának vagy helyének tervszerű megváltoztatására szolgál".

Az energia átalakítására szolgáló gépek pl. a belsőégésű motorok, amelyek kémiai energiából mechanikai energiát hoznak létre, az energia helyét pl. a villamos távvezetékek változtatják meg. Az anyag alakját pl. a forgácsoló gépek, míg helyét a szállítógépek módosítják.

A gépeket több szempont szerint lehet csoportosítani: iparágak szerint (építőipari, élelmiszeripari gépek), feladatuk szerint (szállító, forgácsoló gépek), vagy a mechanikai munkához való viszonyuk szerint. Ez utóbbi szempont alapján megkülönböztetünk a mechanikai munkát szolgáltató **erőgépeket**, a mechanikai munkát valamilyen konkrét feladatra felhasználó **munkagépeket**, és a mechanikai munkát az erőgéptől a munkagépig eljuttató **közlőműveket**. Ez a három gép együttműködve **gépcsoportot** alkot. Az 1.1. ábrán látható villamos motorból (erőgép), ékszíjhajtásból (közlőmű) és szivattyúból (munkagép) álló gépcsoport alkotóelemei világosan elkülönülnek egymástól. Az ábrán látható asztali ventilátorban a három gépfajtát összeépítették: a közlőmű a villamos motor meghosszabbított tengelye, amelyre a munkagép szerepét betöltő lapátos kereket ráékeltek.

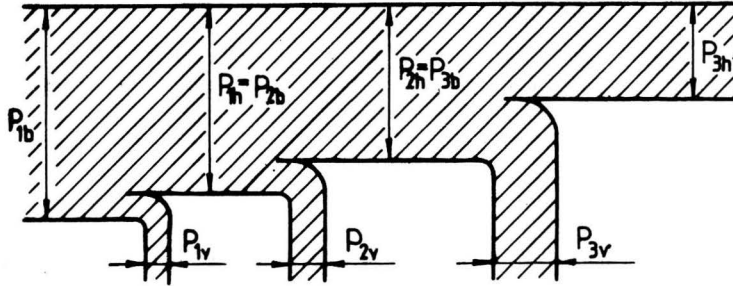
A mechanikai energia mintájára a más alakban jelentkező energia fajtákhoz való viszony szerint is besorolhatjuk a gépeket a fenti csoportokba. A generátor amely a villamos energiát termeli: erőgép, a villamos vezeték a közlőmű, és az elektromos fűtőtest a munkagép. Az olajszivattyú hidraulikus energiát termel (erőgép), ezt a csővezeték elszállítja (közlőmű) a hidraulikus munkahengerhez, amely azt konkrét feladat elvégzésére használja, tehát munkagép.



1.1. ábra

1:erőgép (villamos motor) 2: közlőmű (ékszíj ill. tengely)
3: munkagép (szivattyú ill. lapátos kerék)

Amint a fentiekből kiderül, az energia az erőgéptől a közlőművön át halad a munkagép felé. Az energia áramlását az úgynevezett energiaáram-ábrával szemléltethetjük. Ez egy, az áramló teljesítménnyel arányos szélességű szalag, amely a felhasznált, vagy elveszített teljesítményeknek megfelelően keskenyedik. Az 1.2. ábrán a villamos motor-ékszíjhajtás-szivattyú gépcsoport energiaáram-ábráját rajzoltuk meg, a gépekben fellépő veszteségek figyelembevételével.



1.2. ábra

P_{1b} : az erőgép (és a gépcsoport) által felvett teljesítmény P_{1v} : az erőgép vesztesége, $P_{1h}=P_{2b}$: az erőgép által leadott teljesítmény = a közlőmű által felvett teljesítmény, P_{2v} : a közlőmű vesztesége, $P_{2h}=P_{3b}$: a közlőmű által leadott teljesítmény = a munkagép által felvett teljesítmény, P_{3v} : a munkagép vesztesége, P_{3h} : a munkagép (és a gépcsoport) által leadott, hasznos teljesítmény

1.2. A hatásfok, a terhelés és ezek kapcsolata

A gépek gazdaságosságát a hasznosított teljesítménynek (munkának) a felhasznált teljesítményhez (munkához) való viszonyával, a **hatásfokkal** jellemezzük:

$$\eta = \frac{P_h}{P_b} = \frac{W_h}{W_b} \quad (1.1.)$$

ahol P_h és W_h a gép által szolgáltatott, ún. hasznos, P_b és W_b pedig a gép hajtásához szükséges, ún. bevezetett teljesítmény ill. munka. A bevezetett és hasznos teljesítmény különbsége a teljesítményvesztés, vagy röviden **vesztés**:

$$P_v = P_b - P_h \quad (1.2.)$$

A hatásfok számszerű értéke egynél mindig kisebb, a gép annál gazdaságosabban működik minél jobban megközelíti hatásfoka az egységet.

Ha több gép alkot egy gépcsoportot, ennek is értelmezhetjük a hatásfokát. Ekkor a hasznos teljesítmény a gépcsoport utolsó tagjának leadott teljesítménye, míg a bevezetett a gépcsoport első tagja által felvett teljesítmény. Az 1.1. ábrán látható motor-ékszíjhajtás-szivattyú **gépcsoport hatásfoka** az 1.2. ábra jelöléseivel:

$$\eta_o = \frac{P_{3h}}{P_{1b}} = \frac{P_{3h}}{P_{3b}} \cdot \frac{P_{2h}}{P_{2b}} \cdot \frac{P_{1h}}{P_{1b}} = \eta_3 \eta_2 \eta_1. \quad (1.3.)$$

Az összefüggés azért volt átírható a második formába, mert - mint az 1.2. ábrából is látható - $P_{1h} = P_{2b}$ és $P_{2h} = P_{3b}$, tehát tulajdonképpen a számlálót és a nevezőt is ugyanazzal a számmal szoroztuk, ami nem változtatja a tört értékén. Az összefüggés mutatja, hogy a gépcsoport hatásfoka a gépcsoportot alkotó gépek hatásfokának szorzata, és mivel az egyes gépek hatásfoka kisebb mint 1, a gépcsoport hatásfoka a legrosszabb hatásfokú eleme hatásfokánál is kisebb. Ebből azt a következtetést is levonhatjuk, hogy, ha egy gépcsoport hatásfokát javítani akarjuk, mindig a legrosszabb hatásfokú elemét célszerű elsősorban korszerűsíteni, mert ez határozza meg alapvetően a gépcsoport hatásfokát.

1.1. példa

Egy hajó hajtását ellátó gépcsoport dízelmotorból, hidraulikus tengelykapcsolóból és a propeller-tengelyre ékelt hajócsavarból áll. A dízelmotor hasznos teljesítménye 800 kW, termelt kWh-kénti fogyasztása $b = 230 \text{ g}$ $F = 42 \text{ MJ/kg}$ fűtőértékű dízelolaj. A tengelykapcsoló hatásfoka 87%, a hajócsavaré - beleértve a tengely csapágyai okozta veszteséget is- 69%. Rajzolja meg a gépcsoport energiaáram-ábráját, és számítsa ki a gépcsoport hatásfokát!

A motor hatásfoka: (1 kWh=3,6 MJ)
$$\eta_1 = \frac{1 \text{ kWh}}{bF} = \frac{3,6}{0,23 * 42} = 0,373,$$

így bevezetett teljesítménye:
$$P_{b1} = \frac{P_{h1}}{\eta_1} = \frac{800}{0,373} = 2145 \text{ kW},$$

vesztésege:
$$P_{v1} = P_{b1} - P_{h1} = 2145 - 800 = 1345 \text{ kW}.$$

A tengelykapcsoló hasznos teljesítménye:
$$P_{h2} = \eta_2 P_{b2} = 0,87 * 800 = 696 \text{ kW},$$

vesztésege:
$$P_{v2} = P_{b2} - P_{h2} = 800 - 696 = 104 \text{ kW}.$$

A hajócsavar hasznos teljesítménye:
$$P_{h3} = \eta_3 P_{b3} = 0,69 * 696 = 480 \text{ kW},$$

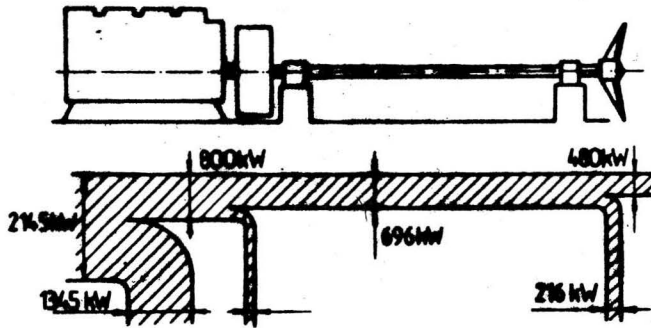
vesztésege:
$$P_{v3} = P_{b3} - P_{h3} = 696 - 480 = 216 \text{ kW}.$$

Ezekkel az adatokkal az energiaáram-ábra megrajzolható.

A gépcsoport hatásfoka az egyes elemek hatásfokának szorzata:

$$\eta_o = \eta_1 \eta_2 \eta_3 = 0,373 * 0,87 * 0,69 = 0,224 = 22,4\% .$$

Minden gépet meghatározott feladatra és teljesítményre terveznek. Azt a hasznos teljesítményt, amelyre a gépet tervezték, **névleges teljesítménynek** nevezzük. A gép a névleges teljesítménynél kisebb, egyes esetekben nagyobb teljesítménnyel is üzemelhet.



A gép pillanatnyi hasznos teljesítményének és névleges teljesítményének hányadosa a **terhelés**:

$$x = \frac{P_h}{P_N} \quad (1.4)$$

A terhelés a gép kihasználtságára jellemző szám. Értéke minél jobban közelíti az egységet, a gép annál jobban megközelíti a tervezési teljesítményt az adott üzemállapotban. A különböző terhelési értékek szokásos elnevezése:

- $x = 0$ üresjárás
- $0 < x < 1$ részterhelés
- $x = 1$ teljes vagy névleges terhelés
- $x > 1$ túlterhelés.

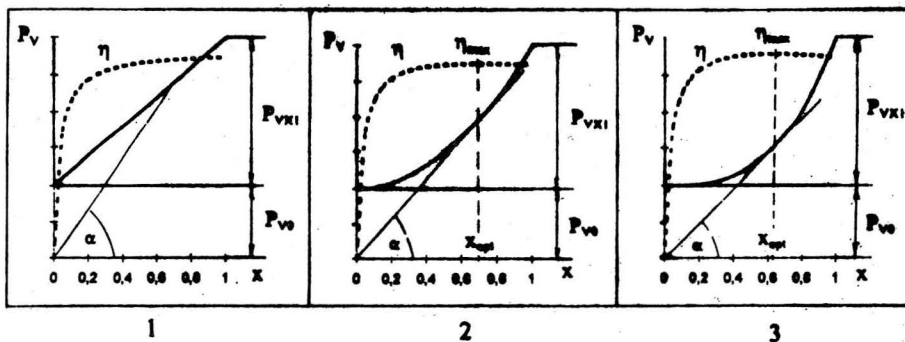
A gépek hatásfoka és terhelése szorosan összefügg, a hatásfok változik a terheléssel. A tervező célja, hogy a gép a névleges teljesítmény leadásakor működjön a legjobb hatásfokkal. Ha tudni akarjuk, hogy egy gép hatásfoka hogyan függ a terheléstől, a gép veszteségeinek a terheléstől való függését kell megvizsgálnunk.

A veszteség minden gépnél két részből tevődik össze: egy, a terheléstől független, ún. **állandó veszteségből** amely üresjárásban is jelentkezik, és a terheléstől függő, ún. **változó veszteségből**, amely a terhelés valahányadik hatványával arányosan változik:

$$P_v = P_{v0} + x^n P_{vx1} \quad (1.5)$$

Az 1.5. összefüggésben P_{v0} a veszteség állandó részét, míg P_{vx1} a teljes terhelésnél jelentkező változó veszteséget jelöli.

A terhelés kitevője szempontjából alapvetően három géptípust különböztetünk meg:



1.3. ábra

A veszteségek jellegzetes alakulása:

1: *mechanikai jellegű gépnél* 2: *villamos gépnél* 3: *hidraulikus gépnél*

a mechanikai jellegű gépeket, melyeknél a veszteségek forrása döntően a súrlódás, s ezek változó vesztesége lineárisan változik a terheléssel; $n = 1$
a villamos gépeket, amelyeknél a veszteség döntően az elektromos ellenálláson keletkezik és az áramerősség négyzetével arányos, és mivel a terhelés és az áramerősség szorosan összefüggenek $n = 2$, végül a hidraulikus gépeket, melyek vesztesége döntően a fluidum áramlási veszteségének következménye és a változó veszteség a terhelés köbével arányos: $n = 3$.

Az 1.3. ábrán látható 3 diagram e három géptípus veszteségének változását mutatja a terhelés függvényében. Az origóból valamely tetszőleges terheléshez tartozó ponthoz húzott egyenes meredeksége:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{P_v}{x}$$

míg a hatásfok ennél a terhelésnél:

$$\eta = \frac{x P_N}{x P_N + P_v} = \frac{1}{1 + \frac{P_v}{x P_N}} = \frac{1}{1 + \frac{1}{P_N} \operatorname{tg} \alpha} \quad (1.6.)$$

A mechanikai jellegű géphez tartozó diagramból azt látjuk, hogy a terhelés növelésével az α szög egyre csökken, vagyis a hatásfok 1.6.-beli kifejezésében a nevező csökken, így a hatásfok növekszik. A mechanikai jellegű gépek túlterheléskor működnek a legjobb hatásfokkal.

A másik két diagramból az olvasható ki, hogy az origóból húzott egyenes meredeksége egy darabig csökken, majd a minimum elérése után újra növekszik, azaz a hatásfokot kifejező tört nevezőjének minimuma, illetve a hatásfoknak maximuma van. A legjobb hatásfokhoz tartozó terhelésnél a hatásfok deriváltja zérus értéket vesz fel. A villamos gépekre

maximuma van. A legjobb hatásfokhoz tartozó terhelésnél a hatásfok deriváltja zérus értéket vesz fel. A villamos gépekre

$$\frac{d\eta}{dx} = \frac{d}{dx} \left[\frac{xP_N}{xP_N + P_{v0} + x^2 P_{vx1}} \right] = \frac{P_N (xP_N + P_{v0} + x^2 P_{vx1}) - xP_N (P_N + 2xP_{vx1})}{(xP_N + P_{v0} + x^2 P_{vx1})^2} = 0$$

amiből

$$x_{opt.vill} = \sqrt{\frac{P_{v0}}{P_{vx1}}}, \quad (1.7.)$$

amit úgy is fogalmazhatunk, hogy a legjobb hatásfok annál a terhelésnél jelentkezik, amelynél az állandó veszteség megegyezik a változó veszteséggel. Ugyanilyen levezetéssel a hidraulikus gépekre

$$x_{opt.hidr} = \sqrt[3]{\frac{P_{v0}}{2P_{vx1}}}. \quad (1.8.)$$

1.2. Példa

Emelőgép névleges teheremelő képessége $v = 0,5$ m/s emelési sebesség mellett $Q = 10$ t teher. A gép állandó vesztesége 8 kW, hatásfoka teljes terhelésnél 70%. Rajzolja meg a gép hatásfok-terhelés diagramját, $x = 0-1,2$ tartományban!

Az emelőgép hasznos teljesítménye teljes terhelésnél:

$$P_{hl} = P_N = Qgv = 10000 * 9,81 * 0,5 = 49,05 \text{ kW}$$

A bevezetett teljesítmény ugyanekkor: $P_{bl} = \frac{P_{hl}}{\eta_1} = \frac{49,05}{0,7} = 70,07 \text{ kW}$.

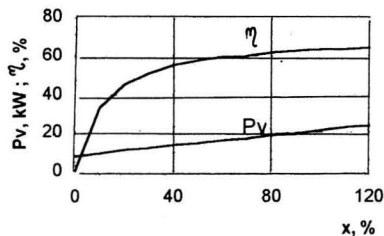
Az összes veszteség teljes terhelésnél: $P_{v1} = P_{bl} - P_{hl} = 70,07 - 49,05 = 21,02 \text{ kW}$,

míg a veszteség változó része: $P_{vx1} = P_{v1} - P_{v0} = 21,02 - 8 = 13,02 \text{ kW}$.

Ezen adatok ismeretében a hatásfok bármely terheléshez számítható: $\eta_x = \frac{xP_N}{xP_N + P_{v0} + xP_{vx1}}$.

A diagram adatait táblázatos számítással célszerű meghatározni.

x	P_v	η
%	kW	%
0	8,0	0,0
10	9,3	32,7
20	10,6	44,6
30	11,9	50,7
40	13,2	54,5
50	14,5	57,0
60	15,8	58,8
70	17,1	60,2
80	18,4	61,3
90	19,7	62,1
100	21,0	62,8
110	22,3	63,4
120	23,6	63,9



1.3. példa

Egy 12 kW névleges teljesítményű villamos motor hatásfoka az $x = 0,8$ optimális terhelésnél $\eta = 89\%$. Rajzolja meg a gép hatásfokának változását a terhelés függvényében! A gép összes vesztesége az optimális terhelésnél:

$$P_{v0,8} = \frac{x_{opt} P_N}{\eta_{max}} - x_{opt} P_N = \frac{0,8 * 12}{0,89} - 0,8 * 12 = 1,19 \text{ kW}.$$

Ez a veszteség két részből áll:

$$P_{v0,8} = P_{v0} + x_{opt}^2 P_{vx1}$$

ahol $x_{opt} = \sqrt{\frac{P_{v0}}{P_{vx1}}}$, vagyis $P_{v0} = x_{opt}^2 P_{vx1}$,

így $P_{v0} = \frac{P_{v0,8}}{2} = \frac{1,19}{2} = 0,595 \text{ kW}$,

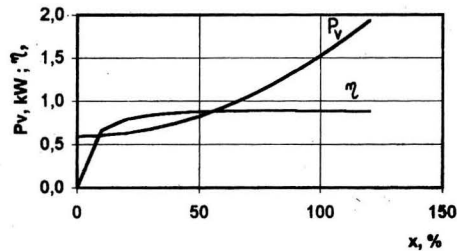
és $P_{vx1} = \frac{P_{v0,8} - P_{v0}}{x_{opt}^2} = \frac{1,19 - 0,595}{0,8^2} = 0,93 \text{ kW}$.

A hatásfok bármely terheléshez:

$$\eta = \frac{x P_N}{x P_N + P_{v0} + x^2 P_{vx1}}$$

amit célszerű táblázatosan kiszámítani.

x	P	η
%	kW	-
0	0,60	0,00
10	0,60	0,67
20	0,63	0,79
30	0,68	0,84
40	0,74	0,87
50	0,83	0,88
60	0,93	0,89
70	1,05	0,89
80	1,19	0,89
90	1,35	0,89
100	1,53	0,89
110	1,72	0,88
120	1,93	0,88

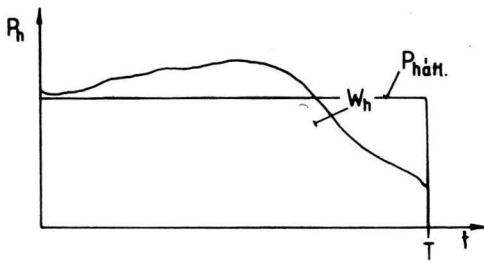


Ha egy gép hosszabb időn át üzemel az időben változó terheléssel, és így változó hatásfokkal is, a hosszabb időre vett kihasználtságát az **átlagos terheléssel**, erre az időre vett gazdaságosságát pedig az **átlagos hatásfokkal** jellemezzük.

Ha ismerjük a hasznos teljesítmény változását az idő függvényében (1.4. ábra), kiszámíthatjuk az átlagos hasznos teljesítményt bármely T időtartamra:

$$P_{h, \text{átl}} = \frac{\int_0^T P_h dt}{T} = \frac{W_{h(T)}}{T} \quad (1.9.)$$

Ez az átlagos hasznos teljesítmény olyan, az időben állandó teljesítmény, amely T idő alatt ugyanannyi munkát végez, mint a változó teljesítmény.



1.4. ábra
Az időben változó terhelés

Az átlagos terhelés:

$$x_{\text{átl}} = \frac{P_{h,\text{átl}}}{P_N} \quad (1.10.)$$

Az átlagos hatásfok meghatározásához tudnunk kell a bevezetett teljesítmények T időre vett átlagát, amely a bevezetett teljesítmény munkájából számítható:

$$P_{b,\text{átl}} = \frac{\int_0^T P_b dt}{T} = \frac{\int_0^T \frac{P_h}{\eta} dt}{T} = \frac{W_{b(T)}}{T} \quad (1.11.)$$

Az átlagos hatásfok ezek után:

$$\eta_{\text{átl}} = \frac{P_{h,\text{átl}}}{P_{b,\text{átl}}} = \frac{W_{h(T)}}{W_{b(T)}} \quad (1.12.)$$

1.4. Példa

Egy 40 kW névleges teljesítményű erőgép $T=8$ órás munkaidejének felében teljes terheléssel, 80%-os hatásfokkal, negyedében féltelheléssel, 65%-os hatásfokkal és a maradék időben háromnegyed terheléssel, 75%-os hatásfokkal jár. Számítsuk ki a teljes üzemidőre a gép átlagos terhelését és átlagos hatásfokát!

A T idő alatt végzett hasznos munka:

$$W_{h(T)} = \sum_{i=1}^3 P_{hi} t_i = x_1 P_N t_1 + x_2 P_N t_2 + x_3 P_N t_3 = 1 * 40 * 4 + 0,5 * 40 * 2 + 0,75 * 40 * 2 = 260 \text{ kWh}$$

és az átlagos hasznos teljesítmény:
$$P_{h,\text{átl}} = \frac{W_{h(T)}}{T} = \frac{260}{8} = 32,5 \text{ kW.}$$

Ebből az átlagos terhelés:
$$x_{\text{átl}} = \frac{P_{h,\text{átl}}}{P_N} = \frac{32,5}{40} = 0,813 = 81,3\% .$$

A T idő alatt felhasznált, ún. bevezetett munka:

$$W_{b(T)} = \sum_{i=1}^3 \frac{x_i P_N t_i}{\eta_i} = \frac{1 * 40 * 4}{0,8} + \frac{0,5 * 40 * 2}{0,65} + \frac{0,75 * 40 * 2}{0,75} = 341,54 \text{ kWh,}$$

az átlagos bevezetett teljesítmény:
$$P_{b,\text{átl}} = \frac{W_{b(T)}}{T} = \frac{341,54}{8} = 42,69 \text{ kW}$$

és a 8 órára számított átlagos hatásfok:
$$\eta_{\text{átl}} = \frac{P_{h,\text{átl}}}{P_{b,\text{átl}}} = \frac{W_{h(T)}}{W_{b(T)}} = \frac{260}{341,54} = 0,761 = 76,1\% .$$

1.3. Az energia elraktározása rugóban, lendítókerékben

A rugó jellemzője a rugalmassági határon belüli nagy alakváltozás. Ezen a határon belül a rugó terhelése és deformációja között az ún. rugótörvény ad összefüggést:

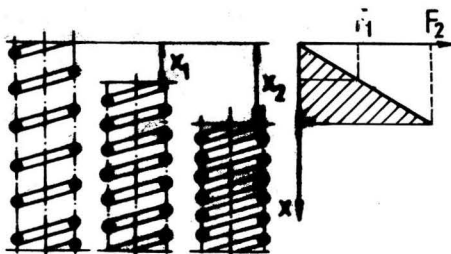
$$F = cx \quad (1.13.)$$

ahol c a **rugóállandó**, azt mutatja meg, hogy a rugó egységnyi deformációjához mekkora erő szükséges. A rugó deformációja lehet megnyúlás, összenyomódás, behajlás vagy elcsavarodás.

Az 1.5. ábrán egy nyomott csavarrugó összenyomódása függvényében rajzoltuk meg az összenyomáshoz szükséges erőt. Az erőt szemléltető egyenes alatti terület arányos az erő által végzett munkával, amely munkát a rugó elraktározza, majd - mivel a deformáció teljesen rugalmas- megszüntetve a nyomóerőt, teljes egészében visszaszolgáltatja.

Az elraktározott munka:

$$W = \int_0^{x_1} F dx = c \int_0^{x_1} x dx = c \left[\frac{x^2}{2} \right]_0^{x_1} = c \frac{x_1^2}{2} \quad (1.14.)$$



1.5. ábra

A rugóerő az összenyomódás függvényében

Ha x_1 -ről x_2 elmozdulásra nyomjuk össze a rugót, az összenyomás végén szükséges erő $F_2 = cx_2$ lesz, míg a végzett többlet munka:

$$W = \int_{x_1}^{x_2} F dx = c \int_{x_1}^{x_2} x dx = c \left[\frac{x^2}{2} \right]_{x_1}^{x_2} = c \frac{x_2^2 - x_1^2}{2} = c \frac{x_2 + x_1}{2} (x_2 - x_1), \quad (1.15.)$$

ami az erőt adó egyenes alatti trapéz területével arányos.

1.5. Példa

Egy $c = 50$ N/mm rugóállandójú, terheletlenül 100 mm hosszú, 250 N erővel húzott rugó 5 mm-rel való további nyújtásához mekkora munkát kell végezni?

Az $F_1 = 250$ N erővel húzott rugó hossza: $l_1 = l_0 + \frac{F_1}{c} = 100 + \frac{250}{50} = 105$ mm.

A további 5mm-rel nyújtáshoz szükséges erő: $F_2 = F_1 + c\Delta l = 250 + 50 \cdot 5 = 500$ N,

és a végzett munka: $W_{1-2} = \frac{F_1 + F_2}{2} (l_2 - l_1) = \frac{250 + 500}{2} (0,11 - 0,105) = 1,875$ J.

A lendítőkerék a mechanikai munkát **forgási energia** formájában raktározza el. A forgási energia:

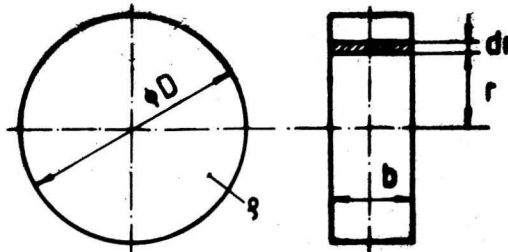
$$E_f = \frac{\Theta \omega^2}{2}, \quad \text{ahol} \quad \Theta = \lambda m \left(\frac{D}{2} \right)^2 \quad (1.16.)$$

a lendítőkerék **tehetetlenségi nyomatéka**.

Ebben a kifejezésben m a lendítőkerék tömege, D az átmérője, λ pedig a **redukálási tényező**. Ez a tényező azt mutatja meg, hogy mekkora az a D átmérőjű körön elhelyezendő ún. redukált tömeg, amelynek a tehetetlenségi nyomatéka ugyanakkora lesz, mint a lendítőkeréké. Értéke 0,33-1,0 között változik a lendítőkerék tömegeloszlásától függően. Szélsőséges esetekben értéke egyszerűen levezethető, (pl. tiszta gyűrű alakú keréké 1, tömör tárcsáé 0,5), egyéb esetekben bonyolultabb számítással, vagy méréssel határozható meg.

1.6. Példa

Határozzuk meg a tömör tárcsa redukálási tényezőjét az 1.6. ábra jelöléseivel:



1.6. ábra

Tömör tárcsa tehetetlenségi nyomatéka

A dr vastagságú gyűrű elemi tehetetlenségi nyomatéka: $d\Theta = 2\pi b \rho r^2 dr$
és ebből az egész tárcsáé:

$$\Theta = \int_0^{\frac{D}{2}} 2\pi b \rho r^3 dr = 2\pi b \rho \left[\frac{r^4}{4} \right]_0^{\frac{D}{2}} = 2\pi b \rho \frac{D^4}{64} = \frac{1}{2} \frac{D^2 \pi}{4} b \rho \left(\frac{D}{2} \right)^2 = 0,5m \left(\frac{D}{2} \right)^2$$

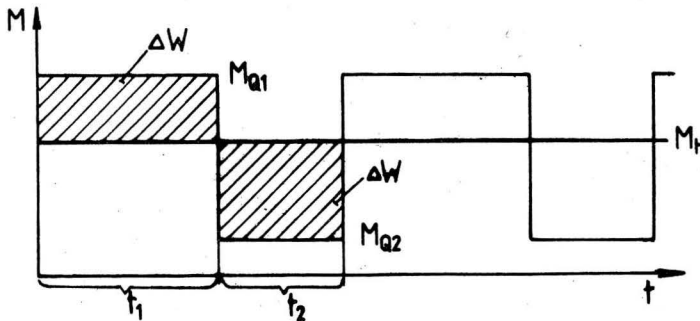
amiből látható, hogy a redukálási tényező $\lambda = 0,5$.

Lendítőkerékre akkor van szükség, ha a gépcsoport tagjainak nyomatékigénye illetve a szolgáltatott nyomatéka az idő függvényében nem egyformán változik. Például: ha az erőgép villamos motor, amely állandó hajtónyomatékot szolgáltat, a munkagép pedig egy gyalugép, amely a gyaluló félperiódusban sokkal nagyobb nyomatékot igényel, mint a gyalukés visszafelé mozgásakor. Ebben az esetben az erőgép többletmunkáját lendítőkerékben raktározzuk el arra a félperiódusra, amikor a terhelőnyomaték nagyobb a hajtónyomatéknál. Az 1.7. ábra jelöléseivel a tartós együttműködés feltételét úgy fogalmazhatjuk meg, hogy a hajtónyomaték munkájának egy teljes periódusban egyenlőnek kell lennie a terhelőnyomatékok munkájával:

$$M_H(t_1 + t_2)\omega_k = M_{Q1}t_1\omega_k + M_{Q2}t_2\omega_k. \quad (1.17.)$$

Az elraktározandó munka:

$$\Delta W = (M_{Q1} - M_H)t_1\omega_k = (M_H - M_{Q2})t_2\omega_k, \quad (1.18.)$$



1.7. ábra

Állandó hajtónyomaték és változó terhelőnyomaték a gépcsoportban

amit a lendítőkerék forgási energia alakban tárol, vagyis t_2 idő alatt megnő a forgási energiája ΔW értékkel, majd t_1 idő alatt ugyanannyival csökken. Mivel a lendítőkerék tehetetlenségi nyomatéka állandó, a forgási energia csak a szögsebességgel változhat. Így a lendítőkerék t_1 idő alatt lassul, t_2 idő alatt gyorsul az

$$\varepsilon_1 = \frac{M_{Q1} - M_H}{\Theta} \text{ lassulással, illetve az } \varepsilon_2 = \frac{M_H - M_{Q2}}{\Theta} \quad (1.19.)$$

gyorsulással.

A szögsebesség az $\omega_k = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}$ átlagos szögsebesség körül fog ingadozni, az ingadozást a δ egyenlőtlenségi fokkal jellemezzük, melynek definíciója:

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_k} \quad (1.20.)$$

A legnagyobb és legkisebb szögsebesség a gyorsulások ismeretében számítható:

$$\omega_{max} = \omega_2 = \omega_k + \varepsilon_2 \frac{t_2}{2}, \quad \text{és} \quad \omega_{min} = \omega_1 = \omega_k - \varepsilon_1 \frac{t_1}{2}. \quad (1.21.)$$

Mint látható, a nyomatékok időbeli változásának és a lendítőkerék adatainak ismeretében a gépcsoport szögsebessége az idő függvényében számítható. Az egyenlőtlenségi fokot a lendőkerék tömegével lehet befolyásolni.

1.7. Példa

Villamos motor állandó M_H nyomatékkal hajtja a munkagépet, melynek nyomatékigénye $t_1 = 9$ s időn át $M_{Q1} = 600$ Nm, további $t_2 = 6$ s-ig pedig $M_{Q2} = 1800$ Nm. Mekkora legyen a hajtónyomaték értéke, és a lendítőkerék tehetlenségi nyomatéka, ha azt akarjuk, hogy a gépcsoport az $n_k = 960$ l/min közepes fordulatszámot $\delta = 2\%$ egyenlőtlenséggel tartsa?

Megoldás:

Abból, hogy egy cikluson belül a hajtónyomaték munkája egyenlő a terhelő nyomatékok munkája összegével a szükséges hajtónyomaték:

$$M_H = \frac{M_{Q1}t_1 + M_{Q2}t_2}{t_1 + t_2} = \frac{600 \cdot 9 + 1800 \cdot 6}{9 + 6} = 1080 \text{ Nm.}$$

Az elraktározandó munka:

$$\Delta W = (M_H - M_{Q1})\omega_k t_1 = (1080 - 600) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 960}{60} \cdot 9 = 434293,8 \text{ J.}$$

A lendítőkerék ezt a munkát forgási energia alakjában tárolja:

$$\Delta W = \Theta \frac{\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2}{2} = \Theta \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2} (\omega_{max} - \omega_{min}) = \Theta \omega_k^2 \delta$$

amiből a szükséges lendőkerék-tehetlenségi nyomaték:

$$\Theta = \frac{\Delta W}{\omega_k^2 \delta} = \frac{434293,8}{100,53^2 \cdot 0,02} = 2148,6 \text{ kgm}^2.$$

Ez a tehetlenségi nyomaték előállítható különböző átmérőjű lendítőkerekekkel. Hogy nagy átmérővel és kis tömeggel, vagy kis átmérővel és nagy tömeggel valósítjuk-e meg, azt pl. a rendelkezésre álló hely ismeretében dönthetjük el.

1.4. A forgómozgás teljesítményének mérése

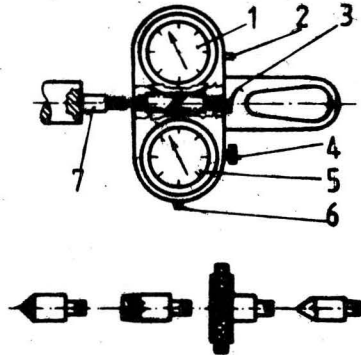
A forgómozgás teljesítményét a mozgás szögsebessége és az eközben kifejtett forgatónyomaték határozza meg:

$$P = M\omega. \quad (1.22.)$$

A szögsebességet a különféle fordulatszám-mérő műszerek segítségével határozhatjuk meg.

A **fordulatszám-láló** megszámlálja, hogy egy meghatározott idő alatt hány fordulatot tett meg a forgó alkatrész. A mérés elvéből következik, hogy a mért fordulat-szám a mérés idejére vonatkozó átlagfordulatszám.

Ilyen az **ugrószámos fordulatszám-láló**, amelyben a forgó tengely minden körülfordulásával 1/10-del fordítja el az egyes számhengert, ez pedig minden körülfordulásával 1/10-del a tízes számhengert. A számhengerek palástjára egyenletes osztásban 0-9-ig felvitt számokat leolvasva kapjuk a megtett fordulatok számát, amelyet az egyidejűleg stopperrel mért idővel elosztva kapjuk a fordulatszámot.



1.8. ábra

Tachoszkóp és csatlakozó elemei

1: fordulatszám-láló 2: nullázó 3: közös indító 4: felhúzó 5: stopper 6: nullázó 7: csatlakozó

$$n = \frac{N}{T} \quad \text{és} \quad \omega = 2\pi n \quad (1.23.)$$

A **tachoszkóp** egybeépített fordulatszám-láló és stopper, amelyek egyetlen gomb megnyomásával egyszerre indíthatók és egyszerre állíthatók meg. Miután a műszert felszereltük a megfelelő csatlakozóval (ez lehet gumicsúcs a tengelyvégi furathoz, tapadókorong a simavégű tengelyhez, vagy 10 cm kerületű tárcsa ami pl. a lendkerék kerületéhez csatlakoztatható) odaszorítjuk a forgó alkatrészhez, s ha már együtt forog vele, megindítjuk a számlálót és a stoppert egyszerre. Kb. 20-30 s-ig mérünk, majd a műszert megállítjuk és a leolvasott adatokból kiszámítjuk a fordulatszámot.

Az **óraműves fordulatindikátor** csak meghatározott ideig, rendszerint 6 s-ig számolja a fordulatok számát úgy, hogy az időmérő szerkezet 6 s-ra kapcsolja össze a forgó csúcsot a számláló szerkezettel. A mérés befejeztével a számlaplóról a számlált fordulatok tízszeresét olvashatjuk le, ami a mért percenkénti átlag

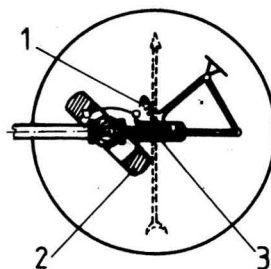
fordulatszámmal egyezik meg. Az indítógomb benyomásával a műszert nullázzuk, felengedésével a számlálást indítjuk. Ezért a gombot csak akkor engedjük fel, amikor a csatlakozó rész már együtt forog a tengellyel.

A tachométerek a mérendő fordulatszámmal arányos mennyiséget mérnek, így ezek mindig a pillanatnyi fordulatszámot mutatják.

A **forgósúlyos tachométerekben** centrifugális inga forog, amelyre a fordulatszám négyzetével arányosan ható erő az inga tömegét a forgástengelytől rugó ellenében eltávolítani igyekszik. A mért fordulatszámnak megfelelő egyensúlyi helyzetet mechanikai áttételezésen keresztül a műszer mutatója jelzi.

Az **örvényáramú tachométerben** a henger alakú mágnes a mérendő fordulatszámmal forog és az azt körülvevő alumínium kehelyben a fordulatszámmal arányos intenzitású örvényáramot kelt. Az örvényáram és a forgó mágneses mező kölcsönhatásaként ébredő forgatónyomaték a kelyhet spirálrugó ellenében elfordítani igyekszik, s a kehelyre erősített mutató a fordulatszámot mutatja.

A **tachométer dinamó** kapcsoló feszültsége a forgórész fordulatszámmal arányos. A feszültségmérővel együtt szállított műszerek skálájáról rögtön a fordulatszám olvasható le.

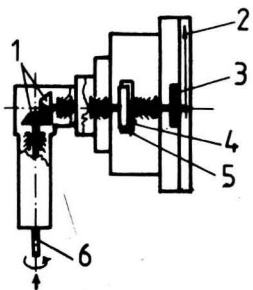


1.9. ábra

Forgósúlyos tachométer vázlat

1: fogasív 2: forgó súly

3: fogaskerék mutatóval



1.10. ábra

Örvényáramú tachométer vázlat

1: kupfogaskerék 2: mutató 3: rugó

4: alumínium kehely 5: mágnes

6: flexibilis tengely

Az összehasonlítás elvén működő **stroboszkóp** változtatható frekvenciával felvillanó lámpa. A felvillanási idő rövid, a fényerő nagy. A forgó tárgyat a fordulatszám ütemében megvilágítva állni látjuk, mert a felvillanó lámpa mindig ugyanabban a helyzetben világítja meg azt. A stroboszkóp felvillanásainak frekvenciáját addig változtatjuk, míg a forgórészre festett jel megállni nem látszik, akkor leolvassuk a frekvenciát, s ez megegyezik a forgó tárgy fordulatszámmal. A forgórész akkor is állni látjuk, ha a felvillanási frekvencia a mérendő fordulatszám frekvenciájának egész számú többszöröse, vagy hányada. Utóbbi esetben a jel fényereje csökken, így a helyes frekvencia a leolvasottól megkülönböztethető.

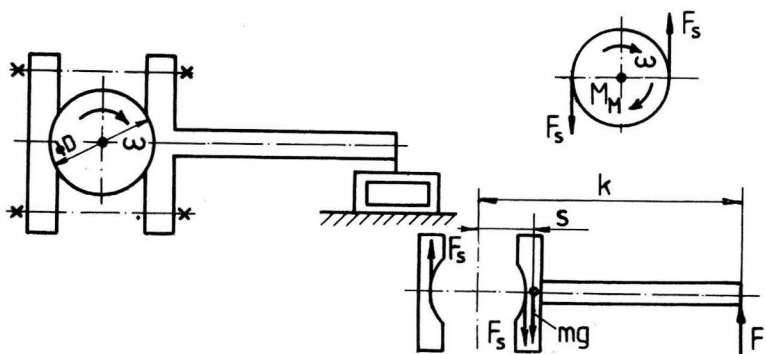
A **Frahm-fésű** egyik végén befogott laprugók sorából álló rezgőnyelves műszer. A mérendő forgó tengely csapágya vagy a gépalap a forgórészek tökéletlen kiegyensúlyozása miatt a fordulatszámmal egyező frekvenciával rezeg. A Frahm-fésűt a gépalaphoz szorítva az a laprugó kezd legnagyobb amplitúdójú rezgésbe, amelynek önlengésszáma megegyezik a gerjesztő lengés frekvenciájával (rezonancia). Ennél a nyelvénél jelölt fordulatszám a mért érték. A nyomatékok tengely elcsavarodásával (torziós dinamométer), mérhetjük, vagy a kiegyensúlyozó nyomaték mérésével határozhatjuk meg, amely lehet súrlódási nyomaték (**Prony-fék**), hidraulikus ellenállás nyomatéka (**vízfék**) vagy elektromágneses erőtér nyomatéka (**mérlegdinamó**).

Példának a Prony-fékkal és a mérlegdinamóval való mérést mutatjuk be.

A vizsgálandó erőgép tengelyére súrlódó tárcsát ékelünk, amelyet csavarokkal összeszorítható fékpofák közé fogunk. A fékpofák megfelelő mértékű összeszorításával a tárcsa állandó fordulatszámát biztosítjuk, ami a tárcsára ható forgatónyomatékok egyensúlyát jelenti:

$$M_m = F_s D. \quad (1.24.)$$

Ugyanakkor a fékpofák a meghosszabbított karral szintén egyensúlyban vannak, az egyensúlyt a kar végén alkalmazott alátámasztó erő nyomatéka biztosítja, amit - a kart mérlegre támasztva- meg is mérünk:



1.11. ábra
A Prony-fék tárcsájának és fékpofájának egyensúlya

$$F_s D + mgs = Fk \quad (1.25.)$$

ahol s a fékpofák súlypontjának távolsága a forgástengelytől, m pedig a pofák tömege. Így a mérendő nyomaték, illetve teljesítmény:

$$M_m = Fk - mgs ; \quad P_m = M_m \omega. \quad (1.26.)$$

Ez a teljesítmény teljes egészében hővé alakul, a tárcsát és a fékpofákat melegíti, ezért azok hűtéséről gondoskodni kell.

1.8. példa

Prony-fékkal mérjük egy belsőégésű motor teljesítményét. A féktárcsa $n=2300$ 1/min egyenletes fordulatszámánál a $k=900$ mm hosszú kar alátámasztásához mért erő $F=34,5$ N. Az egész fékkar tömege $m=18$ kg, súlypontjának távolsága a forgástengelytől $s=14$ cm. Mennyi hűtővíz kell a pofák hűtéséhez, ha a rendelkezésre álló csapvíz 20 °C hőmérsékletű, és 40 °C -ig engedjük csak felmelegedni?

A motor tengelyén kifejtett forgatónyomaték a tárcsa és a fékkar egyensúlyából:

$$M_m = Fk - mgs = 34,5 * 0,9 - 18 * 9,81 * 0,14 = 6,33 \text{ Nm},$$

a tengely szögsebessége:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 * 3,14 * 2300}{60} = 240,9 \text{ 1/s}$$

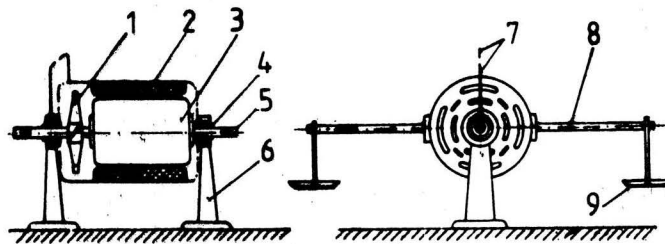
és a mért teljesítmény:

$$P_m = M_m \omega = 6,33 * 240,9 = 1524,9 \text{ W}.$$

Az egész teljesítményt hűtéssel kell elemészteni, az ehhez szükséges víz térfogatáram:

$$q = \frac{P_m}{\rho c \Delta t} = \frac{1524,9}{1000 * 4189,7 * 20} = 0,000182 \text{ m}^3/\text{s} = 0,0182 \text{ l/s}$$

ahol ρ a víz sűrűsége, c pedig a fajhője.



1.12. ábra

A mérlegdinamó forgó- és állórészének egyensúlya

- 1: ventilátor 2: állórész 3: forgórész 4: állórész csapágyazása
5: forgórész tengely 6: bak 7: mutató 8: mérlegkar 9: tányér

A mérlegdinamónál az álló tekercselést magába foglaló csapágyazott motorházat az álló és forgó tekercsek közötti elektromágneses erőtér nyomatéka akarja elfordítani, amit a házra erősített mérlegkaron alkalmazott - és mért- súlyerővel

akadályozunk meg. Ha a motor forgórészének fordulatszámja állandó, felírható a nyomatékok egyensúlya a forgórészre:

$$M_m = M_e + M_v + M_s, \quad (1.27.)$$

ahol M_e az elektromágneses erőter által átvitt nyomaték, M_v a motort hűtő ventilátor hajtásához szükséges nyomaték, M_s pedig a csapágysúrlódás nyomatéka. Ez utóbbi kettő a dinamó terheletlen állapotában a fordulatszám függvényében megmérhető, így nyomatékmérésnél már rendelkezésre áll.

A motorházra ható nyomatékok egyensúlya:

$$M_e = Fk,$$

amiből a mért nyomaték:

$$M_m = Fk + M_v + M_s. \quad (1.28.)$$

1.9.példa

Villamos motorral közvetlenül hajtott egyenáramú dinamó veszteségeit vizsgáljuk. Mindkét villamos gép mérlegesített, tehát a dinamót hajtó mechanikai teljesítményt is tudjuk mérni. A dinamó leadott villamos teljesítményét a feszültség és áramerősség mérésével határozzuk meg. A mérés során a gépcsoport fordulatszámát állandónak tartjuk, a terhelést a dinamó villamos oldalán toló-ellenállások beiktatásával változtatjuk.

Adatok:

- a dinamó névleges teljesítménye: $P_N = 1540 \text{ W}$
- mindkét gép karhossza: $k = 0,36 \text{ m}$
- a fordulatszám: $n = 2000 \text{ 1/min}$
- M_v és M_s miatt 2000 1/min fordulatszámánál
- üresjáráskor kiegyensúlyozó tömeg: $m_0 = 0,02 \text{ kg}$
- a voltmérő állandója: $c_v = 5 \text{ V/osztás}$
- az ampermérő állandója: $c_A = 0,1 \text{ A/osztás}$
- a villamos (hasznos) teljesítmény: $P_{vill} = UI, \text{ W}$

1.1. táblázat

sorsz.	u	I	m	U	I	P_{vill}	P_{mech}	x	η	P_v
	osztás	osztás	kg	V	A	W	W	%	%	W
1	6,05	13,00	0,16	30,25	1,30	39,33	133,07	2,55	29,55	93,75
2	6,05	13,00	0,16	30,25	1,30	39,33	133,07	2,55	29,55	93,75
3	7,05	14,65	0,18	35,25	1,47	51,64	147,86	3,35	34,93	96,22
4	9,50	19,50	0,25	47,50	1,95	92,63	199,61	6,01	46,40	106,98
5	12,00	24,50	0,33	60,00	2,45	147,00	258,75	9,55	56,81	111,75
6	15,55	32,00	0,49	77,75	3,20	248,80	377,03	16,16	65,99	128,23
7	17,50	36,00	0,60	87,50	3,60	315,00	458,35	20,45	68,72	143,35
8	19,50	40,00	0,71	97,50	4,00	390,00	539,68	25,32	72,27	149,68
9	21,00	42,50	0,80	105,00	4,25	446,25	606,21	28,98	73,61	159,96
10	22,55	46,50	0,93	112,75	4,65	524,29	702,32	34,04	74,65	178,03
11	24,55	51,00	1,09	122,75	5,10	626,03	820,60	40,65	76,29	194,58
12	8,00	16,50	0,20	40,00	1,65	66,00	162,64	4,29	40,58	96,64

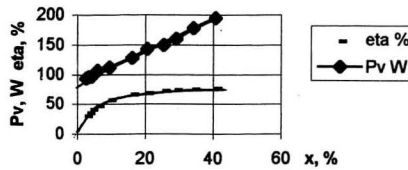
a mechanikai (bevezetett) teljesítmény: $P_{mech} = (m + m_0) g k 2\pi \frac{n}{60}, W$

a terhelés: $x = \frac{P_{vill}}{P_N} 100, \%$

a hatásfok: $\eta = \frac{P_{vill}}{P_{mech}} 100, \%$

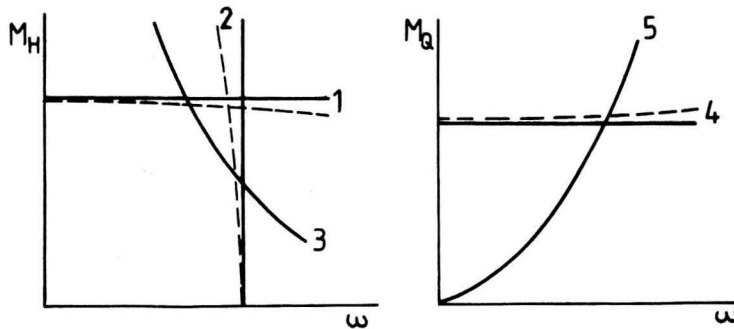
A terhelés változtatásával felvett adatokat és a számított eredményeket az 1.1. táblázat tartalmazza.

A táblázatban számított eredményeket az alábbi diagramban ábráztuk.



1.5. Gépek együttműködése, jelleggörbe, munkapont

Az erőgép által szolgáltatott nyomaték fordulatszám függvényében ábrázolt változását nevezzük az **erőgép jelleggörbéjének**. Ha a nyomaték függése a fordulatszámtól jelentéktelen (pl. az állandó töltésre beállított gőzgép), nyomaték-tartó gépről, ha a gép változó nyomatékot tud közel azonos fordulatszámon szolgáltatni (pl. a villamos szinkronmotor), fordulatszám-tartó gépről, ha pedig a fordulatszám függvényében a nyomaték és fordulatszám szorzata közel állandó (pl. a főáramkörű villamos motor) teljesítmény-tartó gépről beszélünk (1.13. ábra). Előfordul azonban ezen alaptípusoktól lényegesen eltérő alakú jelleggörbe is.



1.13. ábra

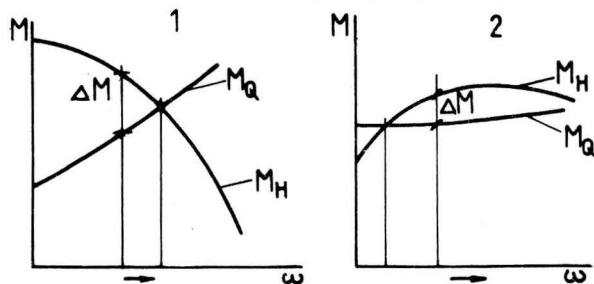
1:nyomatéktartó, 2: fordulatszámtartó 3: teljesítménytartó erőgép jelleggörbéje
4: állandó nyomatékigényű 5: hatványozottan növekvő nyomatékigényű munkagép jelleggörbéje

A munkagépek nyomatékigényének változását a fordulatszám függvényében ábrázoló görbe a **munkagép jelleggörbéje**. Ha a nyomatékigény alig változik a fordulatszám függvényében, állandó nyomatékigényű, ha a fordulatszám valamilyen hatványával változik a hajtáshoz szükséges nyomaték, hatványozottan növekvő nyomatékigényű munkagépről beszélünk. Az első csoportba pl. az emelőgépek, a másodikba pl. a hidraulikus gépek, járművek tartoznak.

Ha erőgépet közvetlenül kapcsolunk munkagéphez, azon a fordulatszámon fognak együttműködni, amelynél az erőgép szolgáltatta nyomaték megegyezik a munkagép nyomatékigényével. Ezt az üzempontot, amely diagramban ábrázolva a két gép jelleggörbéjének metszéspontja, **munkapontnak** nevezzük. A munkapontban biztosított a hajtónyomaték és terhelőnyomaték egyensúlya, vagyis a gépek egyenletes sebességű, - fordulatszámú - üzeme.

Az 1.14. ábrán kétféle munkapontot ábrázoltunk. Az 1-gyel jelzett jelleggörbéjű gépek üzeme közben, ha valamilyen okból felgyorsul vagy lelassul a közös fordulatszám, a kiváltó ok megszűnése után - mivel lassító ill. gyorsító nyomaték különbség adódik - az üzem magától visszatér az eredeti munkapontba, amit **stabil munkapontnak** nevezünk.

Ezzel szemben, ha a 2-vel jelölt esetet vizsgáljuk, azt találjuk, hogy az átmeneti lelassulás után, ha megszűnik a lassítás oka, további lassító nyomaték különbség hat a rendszerre, és az megállítja a gépcsoportot.



1.14. ábra

1: *stabil munkapont*, 2: *labilis munkapont*

sának feltétele: ha a munkagép jelleggörbéjének meredeksége a munkapontban nagyobb, mint az erőgép jelleggörbéjének meredeksége, a munkapont stabil, ellenkező esetben labilis.

Ha a munkaponthoz tartozó fordulatszámnál nagyobb fordulatszámon fut a gépcsoport valamilyen ok miatt, és ez az ok megszűnik, a fellépő gyorsító nyomaték miatt a rendszer "megszalad". Az ilyen típusú munkapontot **labilis munkapontnak** nevezzük. Általában így fogalmazható meg a munkapont stabilitásának feltétele: ha a munkagép jelleggörbéjének meredeksége a munkapontban nagyobb, mint az erőgép jelleggörbéjének meredeksége, a munkapont stabil, ellenkező esetben labilis.

1.6. Irodalom az 1. fejezethez

- Pattantyús Á. Géza: A gépek üzemtana
Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1983.
- Tanszéki munkaközösség: Gépelemek-géptan példatár J6-830
Tankönyvkiadó, Budapest, 1985.
- Kovács Attila: Gépészmérnöki alapismeretek 40887
Műegyetemi kiadó, Budapest, 1994.

2. A GYAKORLATI ÁRAMLÁSTAN ALAPJAI

2.1. A nyomás és mérése

A **fluidum**: folyadék, gáz vagy gőz.

A **nyomás**: a molekulák rendezetlen mozgásából a ΔA felületre ható ΔF nyomóerő és a felület hányadosának határértéke, ha a felület tart a zérushoz.

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} \quad (2.1.)$$

A nyomás SI mértékegysége a **pascal** = Pa = N/m² = kg/s²m, ami négyzetméterenként 1 newton erőt jelent. CGS egysége: dyn/cm².

Földünk felszínén a légkör nyomását először Torricelli (1608-47) olasz fizikus mérte meg. Úgy találta, hogy az 760 mm magas higanyoszloppal tart egyensúlyt. A **légköri nyomás** az időjárási viszonyoktól és a tengerszint feletti magasságtól függően kismértékben ingadozik. A légköri nyomás a nyomásmérés egyik kézenfekvő összehasonlítási alapja, ezért csaknem minden mértékegységrendszerben találunk egy nyomásegységet, amely körülbelül a légköri nyomással egyenlő. Az SI rendszerben ez a **bar**, 1 bar = 10⁵ Pa. További légköri nyomás egységek: a **fizikai atmoszféra** 1 atm = 1,01325 * 10⁵ Pa és 1 atm = 760 torr (1 torr körülbelül 1 higany-milliméter), a **technikai atmoszféra** 1 at = 10⁴ kp/m² = 0,9807 * 10⁵ Pa.

Az **abszolút nyomás** a tökéletes vákuumtól mért nyomás. A termodinamikai összefüggésekben mindig abszolút nyomást kell alkalmazni.

A **túlnyomás** a mindenkori légköri nyomástól mért nyomástöbblet. Pozitív, ha a vizsgált nyomás nagyobb a légköri nyomásnál. Mérőműszereink zöme túlnyomást mér.

2.1. példa

Valamely térben $p_t = 1,30$ bar túlnyomást mértünk. A légköri nyomás $p_0 = 770$ torr. Mennyi a térben az abszolút nyomás fizikai atmoszférában?

Először a nyomásokat átszámítjuk fizikai atmoszférába:

$$p_t = 1,3 \text{ bar} \frac{1 \text{ atm}}{1,01325 \text{ bar}} = 1,283 \text{ atm},$$

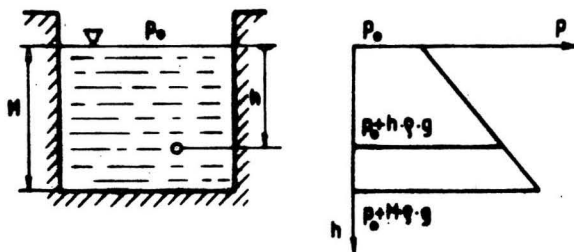
$$p_0 = 770 \text{ torr} \frac{1 \text{ atm}}{760 \text{ torr}} = 1,013 \text{ atm}$$

Az abszolút nyomás a légköri nyomás és a túlnyomás összege:

$$p = p_0 + p_t = 1,013 + 1,283 = 2,296 \text{ atm}.$$

A **vákuum** a légkörinél kisebb nyomás. A **telített gőz nyomása** (p_v) : a folyadékaival egyensúlyban lévő gőz nyomása. A **hidrosztatika alaptörvénye**:

állandó sűrűségű folyadékokban nehézségi erőter hatására a nyomás a felszíntől mért mélységgel és a sűrűséggel egyenes arányban változik (2.1. ábra):



$$p = p_0 + h\rho g \quad (2.2.)$$

ahol p_0 a nyomás a felszínen, h a felszíntől

mért mélység, ρ a sűrűség és g a nehézségi gyorsulás.

2.1. ábra
A hidrosztatika alaptörvénye

Az **U-csöves manométer** (2.2. ábra) U alakú üvegcső, amelybe ismert ρ_m sűrűségű mérőfolyadékot (higany, víz, alkohol, stb.) töltünk. A nyomáskülönbség a mérőfolyadék Δh kitéréséből számítható. A manométer szárait a mérendő hellyel mérővezeték köti össze. A mérővezetékét kitöltő fluidumot közvetítő közegnek nevezzük. Sűrűségét ismernünk kell. Az ábra két tartályában különböző sűrűségű (ρ_1 és ρ_2) folyadékokat tárolunk. A folyadékok felszíne felett a nyomások p_1 és p_2 . Feladat a $\Delta p = p_1 - p_2$ nyomáskülönbség mérése.

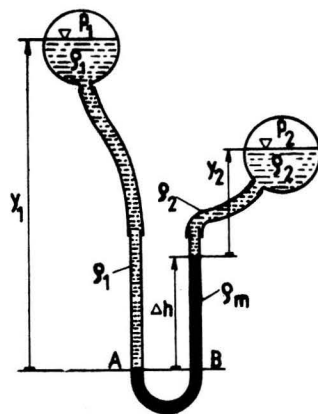
A nyomáskülönbséget a manométer egyensúlyi egyenletéből számítjuk. A mérőfolyadék csak akkor lehet nyugalomban, ha az A és B keresztmetszetekben a nyomások egyenlők. A hidrosztatika alaptörvényét felhasználva írjuk fel p_A és p_B értékeit a p_1 és p_2 nyomásból kiindulva.

Azután a két kifejezést egyenlővé téve fejezzük ki a $p_1 - p_2$ különbséget.

$$p_A = p_1 + \gamma_1 \rho_1 g$$

$$p_B = p_2 + \gamma_2 \rho_2 g + \Delta h \rho_m g$$

$$\Delta p = p_1 - p_2 = (\Delta h \rho_m + \gamma_2 \rho_2 - \gamma_1 \rho_1) g \quad (2.3.)$$



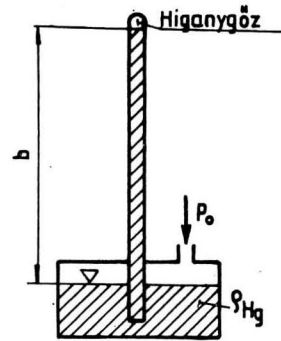
2.2. ábra
Az U-csöves manométer

Δh , γ_1 , és γ_2 előjeles mennyiségek. Pozitív irányításukat a talpas nyíl mutatja. Ha pl. a ρ_2 sűrűségű folyadék felszíne a mérőfolyadék jobboldali szintje alatt lenne, akkor γ_2 -t negatív értékkel kellene az egyensúlyi egyenletbe helyettesíteni.

A mérővezetékét kitöltő közeg lehet folyadék vagy gáz. A gáz sűrűsége mintegy ezredrésze a mérőfolyadék sűrűségének. Ezért a gáznemű közvetítő közeg sűrűségét tartalmazó tagok elhagyhatók.

A **higanyos barométer** (2.3. ábra) különleges kivitelű, ún. egycsöves manométer. A függőleges mérőcső felső lezárt végében higanygőz van. Szobahőmérsékleten a higanygőz nyomása elhanyagolhatóan kicsi, $p_{v,Hg} = 0,2 \text{ Pa}$. Az egyensúlyi egyenlet a légköri nyomás számítására:

$$p_0 = h\rho_{Hg}g + p_{v,Hg} \approx h\rho_{Hg}g \quad (2.4.)$$



2.3. ábra

A higanyos barométer

A barométer a légköri nyomás mérésén kívül más abszolút nyomás mérésére is használható.

A 2.4. ábrán a folyadék az *A* tartályból a *C* csővezetéken át a *B* tartályba áramlik. Az *A* tartályban a folyadékszint feletti *p* nyomást két manométerrel mérjük.

A baloldali U-csöves manométer h_t kitérése a túlnyomással, a jobb oldalié (h_a) az abszolút nyomással arányos. A *C* csővezetékbe épített *D* szelep p_1 - p_2 nyomásesése az U-csöves differenciál-manométer Δh kitéréséből határozható meg. Nyomáskülönbség esetén nincs értelme abszolút vagy túlnyomásról beszélni.

A **Bourdon-csöves manométer** (dobozos manométer) egyik végén zárt, a másik végével a mérendő nyomású térhez csatlakozó csőrugó, amelynek görbületi sugara a pozitív belső túlnyomás hatására nő, vákuumra csökken (2.5. ábra). A csőrugó ovális vagy ellipszis keresztmetszetű fémcső. A csőrugó végének elmozdulását az ábrán látható karos és fogasív-fogaskerék

csökken (2.5. ábra). A csőrugó ovális vagy ellipszis keresztmetszetű fémcső. A csőrugó végének elmozdulását az ábrán látható karos és fogasív-fogaskerék

csökken (2.5. ábra). A csőrugó ovális vagy ellipszis keresztmetszetű fémcső. A csőrugó végének elmozdulását az ábrán látható karos és fogasív-fogaskerék

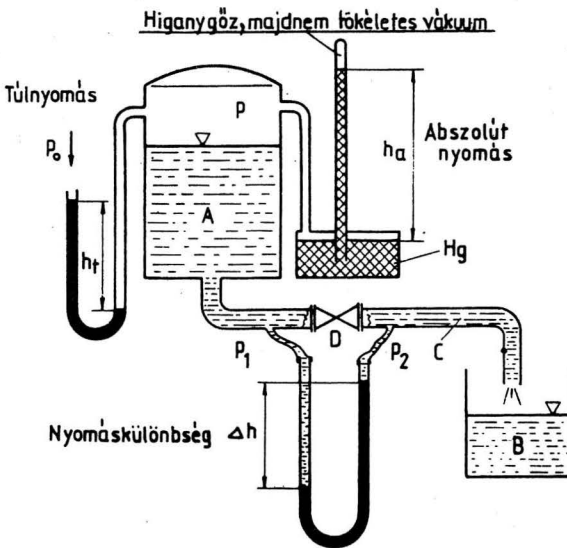
csökken (2.5. ábra). A csőrugó ovális vagy ellipszis keresztmetszetű fémcső. A csőrugó végének elmozdulását az ábrán látható karos és fogasív-fogaskerék

csökken (2.5. ábra). A csőrugó ovális vagy ellipszis keresztmetszetű fémcső. A csőrugó végének elmozdulását az ábrán látható karos és fogasív-fogaskerék

csökken (2.5. ábra). A csőrugó ovális vagy ellipszis keresztmetszetű fémcső. A csőrugó végének elmozdulását az ábrán látható karos és fogasív-fogaskerék

csökken (2.5. ábra). A csőrugó ovális vagy ellipszis keresztmetszetű fémcső. A csőrugó végének elmozdulását az ábrán látható karos és fogasív-fogaskerék

csökken (2.5. ábra). A csőrugó ovális vagy ellipszis keresztmetszetű fémcső. A csőrugó végének elmozdulását az ábrán látható karos és fogasív-fogaskerék



2.4. ábra

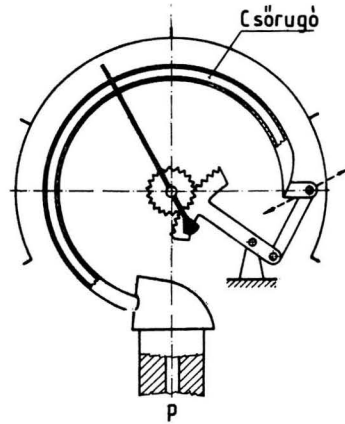
Különféle nyomások mérése U-csővel

áttétel viszi át a mutató tengelyére. A Bourdon-csöves manométereket használat közben rendszeresen kalibrálni kell.

A Bourdon-csöves manométert a 2.6. ábrán bemutatott berendezésben kalibráljuk. Az olajjal töltött térbe nyúló m_0 tömegű és A keresztmetszetű dugattyút ismert m tömeggel terheljük.

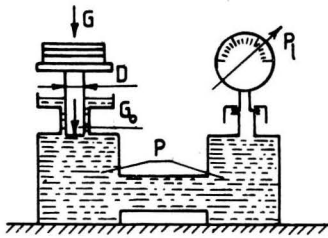
$$p = \frac{(m_0 + m)g}{A} \quad (2.5.)$$

A dugattyú nyomást létesít az olajtérben. A másik oldalra szerelt Bourdon-csöves manométer ezt a nyomást méri. A manométerről leolvasott nyomást p_1 -el jelöljük. A súlyterhelésből számított p nyomást a p_1 leolvasott nyomás függvényében ábrázoljuk (2.7. ábra). Ha a manométer és a méréseink is tökéletesen pontosak lennének, akkor a mért értékek az origóból kiinduló egyenesen fekdüdnének. A mérés elkerülhetetlen hibái miatt a mért pontok szórást mutatnak. Az összesen n darab mért pont közé egy $p_k = a + bp$ egyenletű egyenest húzunk azzal a feltétellel, hogy a manométeren leolvasott nyomások és az egyenes közötti h_i eltérések négyzetösszege a legkisebb legyen. Az i index az i -ik sorszámú mérést jelöli.



2.5. ábra

Bourdon-csöves manométer



2.6. ábra

Manométer kalibráló

$$h_i = p_i - (a + bp_i), \quad (2.6.)$$

ahol

$$p_i = \frac{(m_0 + m)g}{A}. \quad (2.7.)$$

A hibáknak az ismeretlen a és b együtthatóktól függő négyzetösszege:

$$\sum_{i=1}^n h_i^2 = \sum_{i=1}^n p_i^2 - 2a \sum_{i=1}^n p_i + na^2 - 2b \sum_{i=1}^n p_i p_i + 2ab \sum_{i=1}^n p_i + b^2 \sum_{i=1}^n p_i^2. \quad (2.8.)$$

A függvénynek ott van minimuma, ahol az a és b független változók szerinti parciális deriváltjai zérus értéket vesznek fel. Deriválás után két egyenletet kapunk:

$$-\sum_{i=1}^n p_i + na + b \sum_{i=1}^n p_i = 0 \quad (2.9.)$$

$$-\sum_{i=1}^n p_{li} p_i + a \sum_{i=1}^n p_{li} + b \sum_{i=1}^n p_{li}^2 = 0 \quad (2.10.)$$

A két ismeretlenes egyenletrendszert a -ra és b -re oldjuk meg:

$$a = \frac{\sum_{i=1}^n p_i \sum_{i=1}^n p_{li}^2 - \sum_{i=1}^n p_{li} p_i \sum_{i=1}^n p_{li}}{n \sum_{i=1}^n p_{li}^2 - \left(\sum_{i=1}^n p_{li} \right)^2}, \quad (2.11.)$$

$$b = \frac{-\sum_{i=1}^n p_{li} \sum_{i=1}^n p_i + n \sum_{i=1}^n p_{li} p_i}{n \sum_{i=1}^n p_{li}^2 - \left(\sum_{i=1}^n p_{li} \right)^2}. \quad (2.12.)$$

2.2. példa

0 és 4 bar túlnyomás méréstartományú Bourdon-csöves manométert kalibrálunk. A dugattyú tömege és keresztmetszete: $m_0=1$ kg és $A=0,0002$ m². A dugattyúra helyezett tömegeket és a manométeren leolvasott p_l nyomásértékeket a 2.1. táblázat tünteti fel a megfelelő számításokkal együtt. A dugattyú által létesített nyomást bar mértékegységbe számítjuk át:

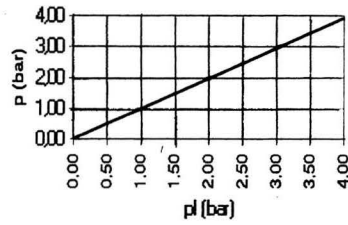
i	m	p_l	p	pp_l	p_l^2	p_k
-	kg	bar	bar	bar ²	bar ²	bar
1	0	0.48	0.49	0.24	0.23	0.48
2	1	1.04	0.98	1.02	1.08	1.03
3	2	1.52	1.47	2.24	2.31	1.50
4	3	2	1.96	3.92	4.00	1.96
5	4	2.46	2.45	6.03	6.05	2.41
6	5	2.98	2.94	8.77	8.88	2.91
7	6	3.56	3.43	12.22	12.67	3.48
8	7	4	3.92	15.70	16.00	3.91
9	6	3.48	3.43	11.95	12.11	3.40
10	5	3.04	2.94	8.95	9.24	2.97
11	4	2.52	2.45	6.18	6.35	2.47
12	3	2.04	1.96	4.00	4.16	2.00
13	2	1.46	1.47	2.15	2.13	1.44
14	1	0.98	0.98	0.96	0.96	0.97
15	0	0.46	0.49	0.23	0.21	0.46
Összeg:		32.02	31.39	84.55	86.40	

2.1. táblázat

$$p_l = \frac{(m_o + m)g}{A} \frac{1}{10^5}, \text{ bar}$$

Az a és b a 2.11. és 2.12. képletekből a 2.7. ábrán bemutatott kalibrációs egyenes együtthatói:

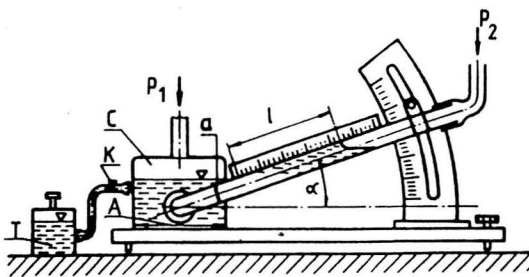
$$a = 0,0176 \text{ bar és } b = 0,972 .$$



2.7. ábra

Az U-csöves manométerrel mérhető legkisebb nyomást a leolvasás pontossága szabja meg, amit többek között ferde csővel, állítható szátkeresztes leolvasással, vagy a mérőfolyadék sűrűségének csökkentésével növelhetünk. A kis nyomások mérésére szolgáló **ferdecsőes manométer** egyik szára a mérőfolyadék tartálya, amelyben a szintváltozás elhanyagolható. A ferde üvegcső vízszintessel bezárt α szöge állítható. Mérés előtt a libella és a három állítócsavar segítségével vízszintbe állítjuk a műszert. A ferde cső végén és a C jelű tartályon lévő nyomásmérő csatlakozásokat a léggörre kapcsoljuk, a K csapot kinyitjuk és a T tartály függőleges mozgatásával a folyadékszintet a skála kezdőpontjának szintjébe állítjuk. A K csap zárása után a műszer mérésre kész. A nyomáskülönbség:

$$p_1 - p_2 = l\rho_m g \left(\sin \alpha + \frac{a}{A} \right), \quad (2.13.)$$



2.8. ábra

Ferdecsőes manométer

ahol ρ_m a mérőfolyadék sűrűsége, a/A a cső és a C jelű tartály keresztmetszeteinek hányadosa. A ferdecsőes manométerben és általában minden ún. egycsőes manométerben a tartály átmérőjét olyan nagyra készítik, hogy az a/A hányados elhanyagolható legyen. Ezáltal a nyomás méréséhez elegendő egyetlen folyadékszintet leolvasni, ellentétben az U-csöves

manométerrel, ahol két folyadékszintet kell egyszerre regisztrálni. A ferdecsőes manométer alsó méréshatára 5 Pa.

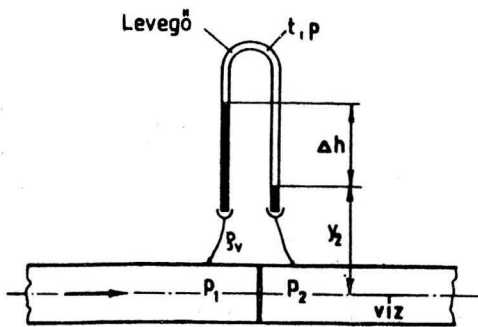
Szintén a kis nyomások mérésére alkalmas a **miniskop** (Debro manométer). A belső koncentrikus üveghengerben az úszóról gépi gravírozással készített 1 mm osztású átvilágítható üvegskála lóg le. A skálát mikrométer-csavarral le-fel állítható szátkeresztes távcsővel olvassuk le a fényvető tükör segítségével. Az

állító csavar dobján 100 osztás van egy teljes körülfordulásra, ami 1 mm függőleges elmozdulást jelent. Mérés előtt a miniskopot is nullázni kell. A libella és a szintállító csavarok segítségével vízszintbe állítjuk a műszert. A nyomáscsatlakozókat a légkörre nyitjuk. Az állító csavarral a távcső szálkeresztjét a skála 0 - vonalára állítjuk. A rögzítő csavart kioldjuk, a dob skáláját nulla állásba forgatjuk és ismét rögzítjük. Rezgésmentes miniskoppal időben állandó nyomás esetén 1 Pa pontossággal tudunk mérni.

A mérőfolyadék sűrűségének csökkentésére példa a **fordított U-csöves manométer**, amely folyadékokban alkalmas kis nyomáskülönbségek mérésére (2.10. ábra). A manométer egyenlete, figyelembe véve, hogy a levegő nyomásának függőleges változása elhanyagolható:

$$p_1 - (y_2 + \Delta h)\rho_v g = p = p_2 - y_2\rho_v g ,$$

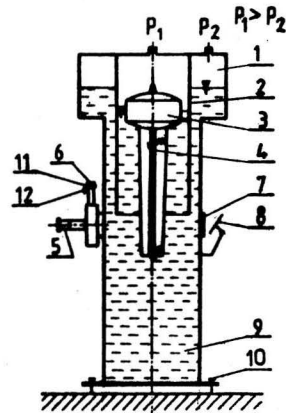
$$p_1 - p_2 = \Delta h\rho_v g .$$



2.10. ábra

Fordított U-csöves manométer

A **nyomástávadó** a pillanatnyi nyomást érzékelő és annak megfelelő nagyságú jelet továbbító szerkezet. Alkalmas a nyomás időbeli változásának követésére. Sokfajta elven működő nyomástávadó kapható a piacon. A 2.11. ábrán a membrán elmozdulása a nyomással arányos. A



2.9. ábra Miniskop

1: ház 2: üveghenger 3: úszó

4: skála, 5: leolvasó távcső

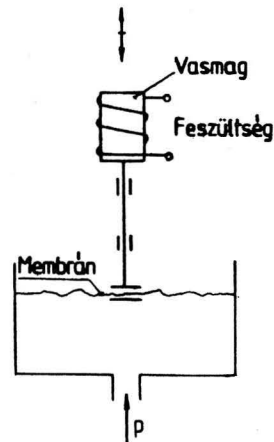
6: állító csavar 7: lencse,

8: tükör 9: mérőfolyadék

10: szintállító csavar 11: dob

12: rögzítő csavar

(2.14.)



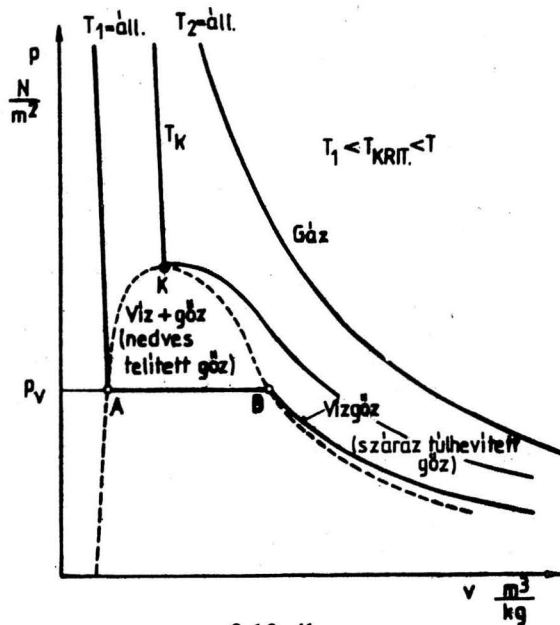
2.11. ábra

Nyomástávadó

membrán mozgása az indukciós tekercs vasmagját kijebb húzza vagy beljebb tolja és ezzel a nyomás értékének megfelelő feszültségjelet ad a tekercs két vége között. A nyomástávadókat időszakonként kalibrálni, esetleg hitelesíteni kell. Korábban az üzemekben a nyomásokat Bourdon-csöves manométerek időszakos leolvasásával ellenőrizték. A fontosabb helyekre mechanikus írószerkezettel ellátott nyomásírókat szereltek. A most épülő korszerű üzemekben a nyomástávadók jeleit az üzemet vagy üzemrészt vezérlő számítógép gyűjti és értékeli ki.

2.2. Állapotváltozások, a kompresszió munkája

A folyadékok és gázok, azaz a fluidumok állapotváltozásával foglalkozunk. A folyadék közel összenyomhatatlan, sűrűsége nagy nyomásváltozás hatására csak keveset változik. A gáz összenyomható, sűrűsége mérsékelt nyomásváltozás hatására is észrevehetően változik. Az állandó hőmérsékletű fluidum állapotváltozását a 2.12. ábrán a víz nyomás-fajtérfogat (p - v) diagramjában ábrázoljuk. A **fajtérfogat** az egységnyi tömeg térfogata, vagyis a sűrűség



2.12. ábra
A víz nyomás-fajtérfogat diagramja

reciproka. Jele v , SI mértékegysége m^3/kg . A sebesség jele szintén v , ezért az áramlástanban, ahol csak lehet, a sűrűséget használjuk. Az állandó hőmérsékletű

fluidum állapotváltozását leíró görbét izotermának nevezzük. Az ábrán a $T_1 = \text{áll.}$ izoterma nagynyomású vízből indul ki. A nyomást csökkentve az A pontig a fajtérfogat csak alig észrevehetően nő. A halmazállapot-változás az $A-B$ szakaszon megy végbe. Ehhez a folyadékhoz hőt: az ún. látens hőt kell vezetnünk. Ezen a szakaszon a víz és gőzfázis együtt van jelen, ezért nedves telített gőznek nevezik. Az A pontban még nincs gőztartalom, a B -ben már az összes víz gőzzé alakult. A halmazállapot-változáshoz tartozó p_v telítettgőz nyomás a hőmérsékletnek egyértékű függvénye. A nyomást tovább csökkentve a száraz túlhevített gőz tartományába jutunk.

Az állapotváltozás izotermája csak addig követi a fenti jelleget, amíg a hőmérséklet kisebb a kritikus hőmérsékletnél. A víz kritikus hőmérséklete: $T_K = 347 \text{ }^\circ\text{C}$.

A kritikus hőmérséklet izotermáját szintén feltüntettük az ábrán. A kritikus hőmérsékletnél melegebb fluidum csak gázhalmazállapotú lehet. Az ábrán a T_2 izoterma a kritikusnál nagyobb hőmérsékletű vízgőz állapotváltozását mutatja.

A kritikusnál jóval nagyobb hőmérsékleten a gázok jól követik az **ideális gáztörvényt**

$$\frac{p}{\rho} = \frac{R_0 T}{M} = RT \quad (2.15.)$$

$R_0 = 8314 \text{ J/kmol, K}$ az **általános gázállandó**, M a molekula-tömeg kg/kmol -ban, T az abszolút hőmérséklet kelvinben, $R = R_0/M$ a vizsgált gázra jellemző gázállandó.

Az ideális gáztörvényt követő gázok állapotát a három állapotjelző: a nyomás, a sűrűség és a hőmérséklet közül kettő egyértelműen meghatározza.

A **fizikai normálállapot** a $T_N = 0^\circ \text{C}$ hőmérséklettel és a $p_N = 1 \text{ atm} = 101325 \text{ Pa}$ abszolút nyomással meghatározott és N indexszel jelölt állapot. Az ideális gáztörvénynek eleget tevő gázok állapotjelzőit a kézikönyvekben elegendő a normálállapotban megadni, azokból minden más állapot kiszámítható.

2.3. példa

Számítsuk ki a normálállapotú levegő sűrűségét. A levegő jól követi az ideális gáztörvényt. Molekula-tömege $M = 29 \text{ kg/kmol}$. A levegő gázállandója:

$$R = \frac{R_0}{M} = \frac{8314 \frac{\text{J}}{\text{kmol K}}}{29 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}} = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} = 287 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2 \text{ K}}$$

A levegő sűrűsége a fizikai normálállapotban:

$$\rho_N = \frac{p_N}{RT_N} = \frac{101325 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2 \text{ m}}}{287 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2 \text{ K}} \cdot 273,2 \text{ K}} = 1,293 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Az **izotermikus állapotváltozás** közben a gáz hőmérséklete állandó marad. A gáztörvényből, mivel R és T állandó:

$$\frac{p}{\rho} = \text{const.} \quad (2.16.)$$

A 2.13. ábrán a dugattyúval lezárt hengertérben lévő m tömegű gáz izotermikus állapotváltozását vizsgáljuk. A dugattyú felülete A , a hátsó faltól való távolsága s , a gáz térfogata $V = As$, a gáz sűrűsége $\rho = m/V$. Ezeket a gáztörvénybe helyettesítve az m tömegű gáz izotermikus állapotváltozását leíró egyenletet kapjuk:

$$pV = RTm = \text{const.} \quad (2.17.)$$

A dugattyú a gázt sűríti. Az izotermikus kompresszió létrejöttéhez a gázt hűteni kell. Ez az alábbiak szerint az energiamegmaradás elvéből következik. Vizsgált rendszerünk az m tömegű gáz. Az **energiamegmaradás** elve szerint:

A vizsgált rendszer energiájának növekedése egyenlő a hozzá-vezetett és elvont munkák és energiák különbségével.

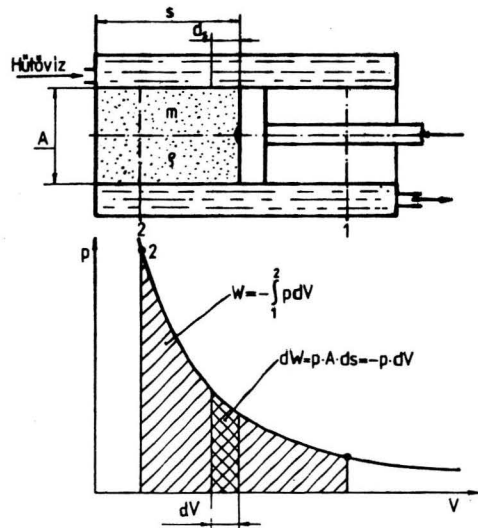
Először a ds (s csökken!) elemi elmozdulás hatására bekövetkező energia-változást vizsgáljuk, mert e "végtelen kis" elmozdulás alatt a nyomás állandónak tekinthető. A dugattyú $F = pA$ erővel nyomja a gázt és a ds elmozdulás alatt a gázzal közölt elemi munka

$$dW = -Fds = -pA ds = -pdV.$$

Itt dV a ds elmozdulás hatására létrejövő térfogatcsökkenés (negatív). A p nyomás az állapotváltozás során változik. A dugattyú véges elmozdulása alatt a gázzal az 1 és 2 pontok között közölt munkát a

$$W = \int_1^2 -pdV \quad (2.18.)$$

integrál szolgáltatja.



2.13. ábra
Izotermikus állapotváltozás

A vizsgált rendszer, vagyis az m tömegű gáz energiája az izotermikus állapotváltozás alatt állandó marad, mert eredetileg zérus mozgási energiája nem változik, helyzeti energiája állandó marad és a $T = \text{const.}$ kikötés miatt belső energiája sem változhat. Ezért a hűtéssel elvont energiának - hőnek - meg kell egyeznie a befektetett W munkával.

Az ábrán a dugattyú W munkáját az 1 és 2 pontok közötti izoterma szakasz alatti munkaterület ábrázolja. Az analitikus megoldáshoz a 2.18. integrált kell kifejtenuünk:

$$pV = p_1V_1 = p_2V_2 \quad , \quad p = \frac{p_1V_1}{V}$$

$$W = -\int_1^2 pdV = -p_1V_1 \int_1^2 \frac{dV}{V} = p_1V_1 \ln \frac{V_1}{V_2} = p_1V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (2.19.)$$

A tömegegységre eső izotermikus munka:

$$\frac{W}{m} = p_1 \frac{V_1}{m} \ln \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_1}{\rho_1} \ln \frac{p_2}{p_1} \quad . \quad (2.20.)$$

Az **adiabatikus állapotváltozás** esetén nincs hőcsere a gáz és a környezet között. Adiabaticus kompressziókor a dugattyú munkája teljes egészében a gáz belső energiájának, vagyis hőmérsékletének növelésére fordítódik. Az adiabaticus állapotváltozás egyenlete:

$$\frac{p}{\rho^\kappa} = \text{const.} \quad (2.21.)$$

Itt κ az adiabaticus kitevő, értéke kétatomos gázokra - pl. levegőre - $\kappa = 1,40$.

A dugattyú munkája adiabaticus állapotváltozás esetén:

$$\frac{p}{\rho^\kappa} = \frac{p_1}{\rho_1^\kappa} \quad , \quad \frac{1}{\rho} = \frac{p_1^\kappa}{\rho_1^\kappa} \frac{1}{p^\kappa} \quad ,$$

$$V = \frac{m}{\rho} = m \frac{p_1^\kappa}{\rho_1^\kappa} \frac{1}{p^\kappa} \quad , \quad \frac{dV}{dp} = -\frac{m}{\kappa} \frac{p_1^\kappa}{\rho_1^\kappa} p^{-\frac{\kappa+1}{\kappa}} \quad ,$$

$$W = -\int_1^2 p dV = \frac{m p_1^{\frac{1}{\kappa}}}{\kappa \rho_1} \int_1^2 \frac{dp}{p^{\frac{1}{\kappa}}} = \frac{1}{\kappa-1} m \frac{p_1^{\frac{1}{\kappa}}}{\rho_1} \left[p_2^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - p_1^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right],$$

$$W = \frac{1}{\kappa-1} m \frac{p_1}{\rho_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]. \quad (2.22.)$$

A gépekben nem valósítható meg tökéletesen sem az izotermikus, sem az adiabatikus állapotváltozás. A valóságos folyamat a két határeset között megy végbe és többnyire jól leírható a **politropikus állapotváltozás** egyenletével:

$$\frac{p}{\rho^n} = \text{const.} \quad (2.23.)$$

n a kísérletekkel meghatározott politropikus kitevő, $1 \leq n \leq \kappa$.

2.4. példa

A 2.13. ábrán bemutatott hengertérben $p_0 = 1$ bar légköri nyomású és $t_1 = 20^\circ\text{C}$ hőmérsékletű levegőt zár be a $d = 300$ mm átmérőjű dugattyú az $s_1 = 500$ mm-es állásnál. A bezárt levegőt $p_t = 4$ bar túlnyomásra akarjuk sűríteni. Mennyi munkát kell végeznie a dugattyúnak izotermikus, és mennyit adiabatikus sűrítéskor? Mind a két esetre adja meg a gáz állapotát és a dugattyú végállását a sűrítés végén! A levegő gázállandója: $R = 287$ J/kgK. A levegő adiabatikus kitevője: $\kappa = 1,4$.

A mm-ben kapott adatokat m-re számítjuk át: $d = 300$ mm = 0,3 m, $s_1 = 500$ mm = 0,5 m.

A bezárt levegő jellemzői a sűrítés előtt:

nyomása:	$p_1 = p_0 = 1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa},$
abszolút hőmérséklete:	$T_1 = 273 + t_1 = 273 + 20 = 293 \text{ K},$
sűrűsége:	$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} = \frac{10^5}{287 \cdot 293} = 1,189 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3},$
térfogata:	$V_1 = \frac{d^2 \pi}{4} s_1 = \frac{0,3^2 \pi}{4} 0,5 = 0,0353 \text{ m}^3.$
tömege:	$m = V_1 \rho_1 = 0,0353 \cdot 1,189 = 0,0420 \text{ kg},$
a sűrítés végnyomása:	$p_2 = p_t + p_0 = (4 + 1) \cdot 10^5 = 5 \cdot 10^5 \text{ Pa}.$

Az izotermikus sűrítés munkája: $W_{iz} = p_1 V_1 \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right) = 10^5 \cdot 0,0353 \ln \left(\frac{5}{1} \right) = 5681 \text{ J} ,$

és az adiabatikus sűrítés munkája:

$$W_{ad} = \frac{1}{\kappa-1} m \frac{p_1}{\rho_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] = \frac{1}{1,4-1} 0,042 \frac{10^5}{1,189} \left[\left(\frac{5}{1} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 5156 \text{ J}.$$

A végállapot izotermikus sűrítéskor:

$$p_2 = 5 \cdot 10^5 \text{ Pa} , \quad t_2 = t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C} , \quad \rho_2 = \frac{p_2}{RT_2} = \frac{5 \cdot 10^5}{287 \cdot 293} = 5,946 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} ,$$

$$V_2 = \frac{m}{\rho_2} = \frac{0,042}{5,946} = 0,007063 \text{ m}^3 , \quad s_2 = \frac{4V_2}{d^2 \pi} = \frac{4 \cdot 0,007063}{0,3^2 \pi} = 0,100 \text{ m} = 100 \text{ mm} .$$

A végállapot adiabatikus sűrítéskor: $p_2 = 5 \cdot 10^5 \text{ Pa} .$

$$\frac{p_1}{\rho_1^\kappa} = \frac{p_2}{\rho_2^\kappa} \text{ -ből:} \quad \rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} = 1,189 \cdot 5^{1,4} = 3,754 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} ,$$

$$T_2 = \frac{p_2}{R\rho_2} = \frac{5 \cdot 10^5}{287 \cdot 3,754} = 464 \text{ K} , \quad t_2 = 464 - 273 = 191 \text{ }^\circ\text{C} ,$$

$$V_2 = \frac{m}{\rho_2} = \frac{0,042}{3,754} = 0,0112 \text{ m}^3 , \quad s_2 = \frac{4V_2}{d^2 \pi} = \frac{4 \cdot 0,0112}{0,3^2 \pi} = 0,158 \text{ m} = 158 \text{ mm} .$$

A **fajhő** (c) az 1 kg tömegű anyag hőmérsékletének 1 kelvinnel való növeléséhez szükséges hőmennyiség. SI mértékegysége J/kgK. Gázokban megkülönböztetjük az állandó nyomáson (c_p) és az állandó térfogaton (c_v) közölt hővel értelmezett fajhőket. Az adiabatikus kitevő a két fajhő hányadosa:

$$\kappa = c_p / c_v$$

A fluidum fontos energetikai jellemzője a tömegegységre vonatkoztatott **entalpia** (J/kg):

$$h = u + \frac{P}{\rho} \quad (2.24.)$$

ahol u a fajlagos belső energia.

2.3. A folytonosság törvénye

Először definiálunk néhány áramlástan alapfogalmat.

A **tömegáram** (\dot{m} , kg/s): a szelvényen időegység alatt átáramló fluidum tömege.

A **térfogatáram** (q , m³/s): a szelvényen időegység alatt átáramló fluidum térfogata.

Az **átlagsebesség** (v , v_a , m/s): a szelvényen átáramló q térfogatáram és a szelvény A területének hányadosa. A v_a jelölést akkor használjuk, ha az átlagsebességet a hely függvényében változó sebességtől meg kell különböztetni.

$$v = \frac{q}{A} \quad (2.25.)$$

Az **egyméretű áramlás** (egydimenziós áramlás) sebessége az áramlás irányára merőleges felület mentén állandó.

Tökéletesen egyméretű áramlás a természetben nem fordul elő. A gyakorlat számára mégis fontos ez az áramlásfajta, mert csővezetékben és nyitott csatornában a turbulens áramlás sok feladat megoldásához egyméretűnek tekinthető. Csőben a turbulens áramlás valódi és feltételezett egyméretű sebességprofilját a 2.14. ábra mutatja.

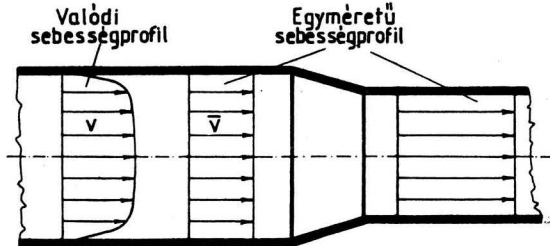
A **stacionárius áramlás** jellemzői a tér bármely rögzített helyén időben állandók.

Az anyagmegmaradás elvét kifejező **folytonosság törvénye**: A vizsgált rendszerbe be- és kiáramló tömegáramok különbsége egyenlő a rendszerben tartózkodó fluidum tömegének időegységre eső megváltozásával.

Stacionárius áramlásban a rendszerbe be- és kiáramló tömegáramok egyenlők.

Összenyomhatatlan fluidum áramlásakor a rendszerbe be- és kiáramló térfogatáramok egyenlők.

A 2.15. ábrán a v_d sebességgel mozgó dugattyú kiszorítja a folyadékot a szűkített kifolyású csőből. A dugattyú felülete A_1 , a kifolyónyílásé A_2 . A csőben a folyadék sebessége megegyezik a dugattyú sebességével $v_1 = v_d$. Az áramlást egyméretűnek tekintjük. A folytonosság törvénye értelmében a dugattyú által az időegység alatt kiszorított térfogat egyenlő a kilépő térfogatárammal:



2.14. ábra
A valódi és az egyméretű sebességprofil

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 = q \quad (2.26.)$$

2.5. példa

A 2.15. ábrán a fecskendő dugattyújának átmérője 0,2 m, a kiömlő vízsugáré 0,1 m. Milyen sebességgel mozogjon a dugattyú, ha a kiömlő térfogatáramot 0,08 m³/s értéken akarjuk tartani?

A dugattyú felülete:

$$A_1 = \frac{d_1^2 \pi}{4} = 0,0314 \text{ m}^2 .$$

A dugattyú sebessége:

$$v_d = v_1 = \frac{q}{A_1} = \frac{0,08}{0,0314} = 2,55 \text{ m/s} .$$

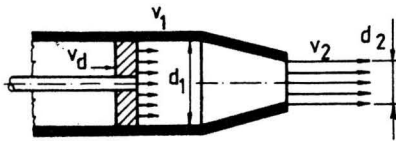
2.6. példa

A 2.16. ábrán a $d_1 = 0,05$ m belső átmérőjű vezetéken $v_1 = 20$ m/s sebességgel érkező $p_1 = 1,1$ bar abszolút nyomású levegőt a $d_2 = 0,04$ m kilépő átmérőjű fúvókán engedjük ki a $p_2 = 1$ bar légköri nyomású térbe. Milyen sebességgel áramlik ki a levegő, ha az állapotváltozás jó közelítéssel adiabatikusnak tekinthető és az áramlás stacionárius?

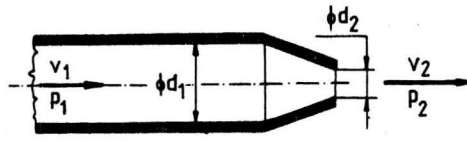
A vezeték átáramolt felülete:
$$A_1 = \frac{d_1^2 \pi}{4} = \frac{0,05^2 \pi}{4} = 0,00196 \text{ m}^2 .$$

A kiömlőnyílás felülete:
$$A_2 = \frac{d_2^2 \pi}{4} = \frac{0,04^2 \pi}{4} = 0,00126 \text{ m}^2 .$$

Stacionárius áramlásban a folytonosság tétele szerint a be- és kilépő tömegáramok egyenlők egymással:



2.15. ábra
Dugattyús fecskendő



2.16. ábra
Fúvóka

$$\dot{m}_1 = v_1 \rho_1 A_1 = v_2 \rho_2 A_2 = \dot{m}_2 .$$

Az adiabatikus állapotváltozás egyenlete:
$$\frac{p_1}{\rho_1^\kappa} = \frac{p_2}{\rho_2^\kappa} .$$

A két egyenletet összevonjuk és kifejezzük belőlük a kilépő sebességet:

$$v_2 = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \frac{A_1}{A_2} = 20 \left(\frac{1,1}{1,0} \right)^{\frac{1}{1,4}} \frac{0,00196}{0,00126} = 33,3 \text{ m/s} .$$

2.4. A viszkozitás

A 2.17. ábrán a két párhuzamos síklap közül az alsó áll. A felső v_1 sebességgel mozog, és magával ragadja a két lap közötti fluidumot. Ha a nyomás állandó, akkor az ábrán látható lineáris sebességeloszlás alakul ki. Ezen az ábrán megfigyelhetünk két, a valóságos fluidum áramlásakor fellépő jelenséget:

1. A fluidum tapad a falhoz. Az álló falnál a fluidum sebessége zérus, a mozgó falnál megegyezik a fal sebességével. A falhoz viszonyított relatív sebesség mindig zérus.
2. A különböző sebességű fluidumrétegek, valamint a fal és a mozgó fluidum között súrlódó erő ébred. A súrlódó erő a lassabban haladó réteget gyorsítani, a gyorsabban lassítani igyekszik. A súrlódás hő fejlődést, amely részben a fluidum

belső energiáját növeli, részben a falon keresztül a környezetbe távozik.

A **csúsztatófeszültség** (τ , Pa) a felületegységre eső súrlódó erő.

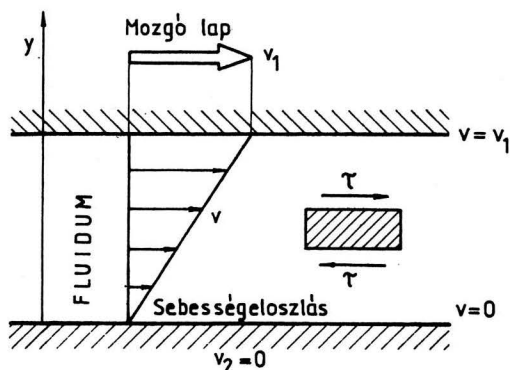
A falon ébredő csúsztatófeszültséget τ_0 -val jelöljük.

A csúsztatófeszültség a sebességgradiensekkel kifejezhető deformáció-sebesség függvénye.

Párhuzamos áramlásban a **deformáció sebesség** (γ , 1/s) a sebességre merőleges irányú sebességgradiens ($\partial v/\partial y$ ill. dv/dy), és

Newton súrlódási törvénye:

$$\tau = \eta \frac{dv}{dy} \quad (2.27.)$$



2.17. ábra
A súrlódás hatása

Itt η a **dinamikai viszkozitás** (viszkozitás, abszolút viszkozitás), SI mértékegysége pascalsecundum, Pas = kg/ms.

Elterjedt a poise-nak (P), illetve századrészenek, a centipoise-nak (cP) a használata. 1 cP = 10^{-3} Pas.

Folyadékok dinamikai viszkozitása a hőmérséklet növekedésével csökken, gázoké nő.

Azokat a fluidumokat, amelyek dinamikai viszkozitása csak a hőmérséklet és elhanyagolható mértékben a nyomás függvénye, **newtoni fluidumnak**, a többi **nem-newtoni fluidumnak** nevezzük. A legtöbb homogén folyadék és gyakorlatilag az összes gáz newtoni fluidum.

Newtoni fluidumban a csúsztatófeszültség a deformáció-sebességnek homogén lineáris függvénye (2.18. ábra). A csúsztatófeszültséget a deformáció-sebesség függvényében ábrázoló diagramot a fluidum reológiai görbéjének is szokás nevezni.

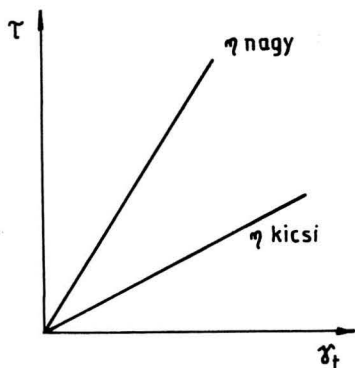
A **kinematikai viszkozitás** a dinamikai viszkozitás és a sűrűség hányadosa. Jele a görög nú: ν , SI mértékegysége: m^2/s . Gyakran használt egysége a stokes (St) ill. ennek századrésze a centistokes (cSt). 1 cSt = 10^{-6} m^2/s .

A víz viszkozitása és kinematikai viszkozitása 20 °C -on és légköri nyomáson:

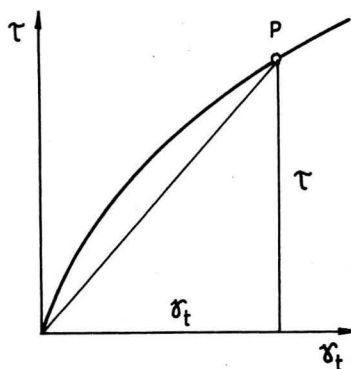
$$\eta = 0,001 \text{ kg/ms}, \quad \nu = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}.$$

A levegő viszkozitása és kinematikai viszkozitása 20°C-on és légköri nyomáson:

$$\eta = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ kg/ms}, \quad \nu = 1,5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}.$$



2.18. ábra
Newtoni folyadék



2.19. ábra
Látszólagos viszkozitás

Az **időtől független tulajdonságú nem-newtoni folyadékban** a csúsztató feszültség csak a deformáció-sebességtől függ.

Az időtől független tulajdonságú nem-newtoni folyadékban a csúsztató feszültség és a deformáció-sebesség kapcsolata sok esetben kielégítő pontossággal leírható a **hatványtörvénnyel**:

$$\tau = K \left(\frac{dv}{dy} \right)^n, \quad (2.28.)$$

ahol K , kg/ms^{2-n} a **konzisztencia index**, n , - a **nem-newtoni kitevő**.

A nem-newtoni kitevő jelzi, hogy a folyadék milyen mértékben tér el a newtoni folyadéktól. Newtoni folyadék esetén $n = 1$, és ekkor a K konzisztencia index megegyezik a dinamikai viszkozitással. Mennyel jobban eltér a nem-newtoni kitevő értéke az egytől, annál nagyobb mértékben különbözik a folyadék viselkedése a newtoni folyadéktól.

A nem-newtoni folyadék viszkozitása nem csak a hőmérséklet függvénye, hanem a deformáció-sebességtől és esetleg további tényezőktől, pl. az utolsó manipuláció óta eltelt időtől is függ. Ezért a nem-newtoni folyadék viszkozitását **látszólagos viszkozitásnak** nevezzük. A 2.19. ábra egy nem-newtoni folyadék reológiai görbéjét mutatja. A folyadék P pontbeli látszólagos viszkozitását az origóból a P pontba húzott egyenes iránytangense adja meg:

$$\eta_l = \frac{\tau}{\dot{\gamma}_l}. \quad (2.29.)$$

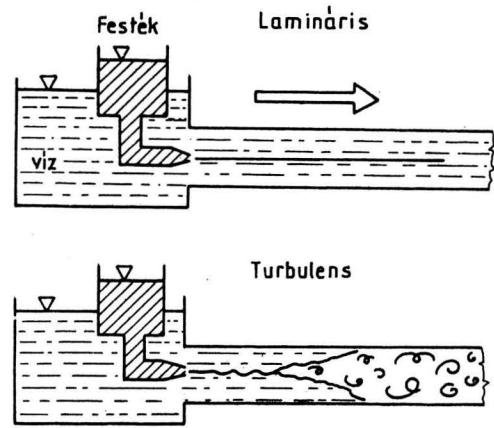
2.5. Áramlás csőben

Osborn Reynolds (1842-1912) a 2.20. ábrán látható módon vékony festékszálát - megfestett vizet - vezetett be a csőben áramló vízbe. Két egymástól jelentősen eltérő áramlási formát figyelt meg.

A **lamináris áramlásban** az egymás mellett különböző sebességgel áramló folyadék-rétegek egymással nem keverednek.

A **turbulens áramlásban** a bevezetett festékszál az alapáramlásra szuperponálódó rendezetlen mozgás eredményeképpen a folyadéktérben egyenletesen szétoszlik. A rendezetlen mozgás impulzuscsereje az egymáson elcsúszó rétegek között többlet csúsztatófezsültséget kelt.

A dimenzió nélküli **Reynoldsszám**:



2.20. ábra
A Reynolds-féle kísérlet

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{vd\rho}{\eta} \quad (2.30.)$$

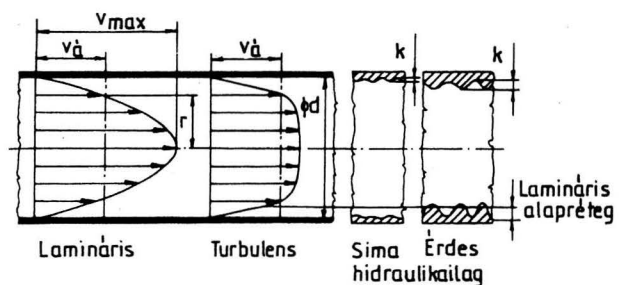
Itt ν az átlagsebesség a csőben, d a cső belső átmérője, ν a kinematikai viszkozitás, η a dinamikai viszkozitás.

A **kritikus Reynolds-szám** a laminárisból turbulens áramlásformába való átmenethez tartozó Reynolds-szám. Az átmenet nem éles, $2000 < Re_{kr} < 3000$.

A lamináris áramlás sebességprofilját a következő másodfokú parabola írja le:

$$v = 2v_a \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right]$$

(2.31.)



2.21. ábra
Áramlás csőben

Itt v a sugár függvényében változó sebesség, v_a az átlagsebesség,

r a hely függvényében változó sugár, R a cső belső falának sugara, a v_{max} legnagyobb sebesség, az átlagsebesség kétszerese.

A turbulens impulzuscsere miatt a turbulens sebességprofil jóval laposabb, $v_a \approx 0,82v_{max}$ és ezért a turbulens sebességprofil jól közelíthető a v_a átlagsebességű egyméretű áramlással. A turbulens sebességprofil leírására nincs elméletileg megalapozott egyenlet. Jó közelítést ad Prandtl egyenlete:

$$v = v_{max} \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{1/7} \quad (2.32.)$$

A fal közvetlen közelében az áramlás mindig lamináris. A **lamináris alapréteg** a turbulens áramlásban a fal menti vékony lamináris réteg.

Az **érdesség** (k) a csőfal kiemelkedéseinek átlagos magassága.

A **relatív érdesség** (k/d) az érdességnek a cső belső átmérőjéhez viszonyított értéke.

A belső súrlódás kismértékben növeli a fluidum belső energiáját. Ezt a kis energianövekedést néhány eset kivételével nem tudjuk hasznosítani, veszteségnek tekintjük és **áramlási veszteségnek** nevezzük. A körkeresztmetszetű egyenes csőben a tömegegységnyi fluidum áramlási vesztesége:

$$\frac{\Delta p'}{\rho} = f \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} \quad (2.33.)$$

Itt $\Delta p'$ az áramlási veszteség által okozott nyomáscsökkenés, ρ a sűrűség, f a csősúrlódási tényező, l a csőszakasz hossza, d a cső belső átmérője, v az átlagsebesség a csőben.

A **csősúrlódási tényező** a Reynolds-számnak és a relatív érdességnek a függvénye. Értékeit többszörösen ellenőrzött mérésekkel állapították meg. A 2.22. ábra az ipari előállítású csövekre vonatkozó Moody-diagramot mutatja. A diagramon több fontos jellegzetességet és tartományt figyelhetünk meg:

1. A skála mindkét tengelyen logaritmikus.
2. A $Re < 2300$ tartományban az áramlás lamináris, a csősúrlódási tényező elméletileg levezetett és a gyakorlat által igazolt értéke:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.34.)$$

3. A $2300 < Re < 4000$ tartomány átmenet a lamináris és a turbulens áramlás között. Ebben a tartományban nem mérhető reprodukálható csősúrlódási

tényező. Biztonságból a turbulens áramlásban az $Re = 3000$ értékhez tartozó csősúrlódási tényezőt alkalmazzuk.

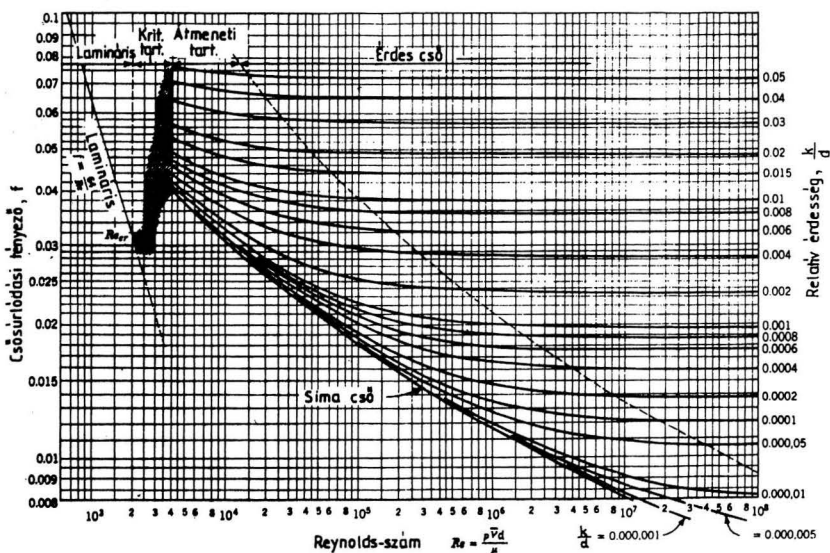
4. Az $Re > 4000$ tartományban az áramlás turbulens. A csősúrlódási tényező a Reynolds-szám és a relatív érdesség függvénye. A csősúrlódási tényező az egész turbulens tartományban a mérnöki gyakorlat számára kielégítő pontossággal a **Colebrook képlettel** számítható:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \lg \left(\frac{2.51}{Re \sqrt{f}} + \frac{k}{3.72d} \right) . \quad (2.35.)$$

5. A turbulens zónán belül az $Re > 200(d/k)/\sqrt{f}$ tartományban - az ún. érdes zónában - a csősúrlódási tényező csak a relatív érdesség függvénye:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \lg \left(\frac{k}{3.2d} \right) . \quad (2.36.)$$

Látható, hogy a Colebrook képlettel számított f értékek a Reynolds-szám növekedésével aszimptotikusan közelítenek a 2.36. összefüggésből meghatáro-



2.22. ábra
A csősúrlódási tényező

zottakhoz.

6. A turbulens tartomány alsó határoló görbéje a hidraulikailag sima cső fogalmához kapcsolódik. A **hidraulikailag sima cső** csősúrlódási tényezője független az érdességtől, csak a Reynold-szám függvénye. Képzeld el, hogy állandó sebesség, csőátmérő és viszkozitás, tehát állandó Reynolds-szám mellett az érdesség csökkentésével, pl. polírozással óhajtjuk az áramlási veszteséget csökkenteni. Az érdességet fokozatosan lépésenként kisebbítjük. A csősúrlódási tényező és ezzel együtt az áramlási veszteség csak egy bizonyos határig csökken. Utána állandó marad, hiába polirozzuk ki egész fényesre a cső belsejét. A jelenség a lamináris alapréteggel függ össze (2.21. ábra). Az érdesség csak akkor befolyásolja a csősúrlódási tényező értékét, ha kiáll a lamináris alaprétegből.

7. A Moody-diagram az ún. egyenértékű homokérdességet használja. Az első csősúrlódási diagramot Nikuradse mérései alapján készítették. Ő szitált homokot ragasztott a sima cső belső felületére, és így biztosított mérhető nagyságú érdességet. Az ipari csövek érdessége más szerkezetű, nem egyenletes, nincs rá egyértelmű mérési módszer. Moody azt a homokérdességet írta rá az egyes görbékre, amelynél az érdes tartományban a homokkal érdesített cső súrlódási tényezője megegyezik az ipari cső súrlódási tényezőjével. Az érdességet tehát nem tudjuk mérni, értékét a kézikönyvekben található, tapasztalatokon alapuló táblázatból becsüljük. Példaként néhány jellemző érdesség értéket a 2.2. táblázat mutat.

Csőfajta	k (mm)
Húzott acélcső, új	0.03 - 0.05
Húzott acélcső, régi	0.10 - 1.00
Bitumenezett cső	0.10 - 0.06
Öntöttvas cső, új	0.50 - 1.00
Öntöttvas cső, régi	1.00 - 1.50
Betoncső, simítva	0.30 - 0.80
Betoncső, durva	1.00 - 3.00

2.2. táblázat

A transzcendens Colebrook képlet iterációs megoldást igényel. Az iteráció az első lépés után 1%-nál kisebb hibával adja a megoldást, ha a csősúrlódási tényező f_0 kezdőértékét az alábbi összefüggéssel számítjuk.

$$f_0 = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{5,74}{Re^{0,9}} + \frac{k}{3,72d} \right) \right]^2} \quad (2.37.)$$

Colebrook képletével az f_{i-1} -ik csősúrlódási tényező:

$$f_{i+1} = \frac{1}{\left[-2 \log \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{f_i}} + \frac{k}{3,72d} \right) \right]^2} \quad (2.38.)$$

2.7. példa

A relatív érdesség $k/d = 0,0003$, a Reynolds-szám $Re = 10^5$. Határozzuk meg a csósúrlódási tényező értékét Colebrook képletével!

$$f_0 = 0,0149, \quad f_1 = 0,0199, \quad f_2 = 0,0194, \quad f_3 = 0,0194.$$

Az eredmény: $f = 0,0194$.

A térfogategységre vonatkoztatott **nyomásvesztéséget** a

$$\Delta p' = f \frac{l}{d} \frac{\rho}{2} v^2, \quad (2.39.)$$

ill. a súlyegységre vonatkoztatott **vesztésmagasságot** a

$$h' = f \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (2.40.)$$

összefüggés adja, ahol g a nehézségi gyorsulás.

A **nem körkeresztmetszetű cső** és a **nyitott csatorna** áramlási veszteségének számításához először két fogalmat definiálunk:

a **hidraulikus sugár** (r_h , m) az áramlási keresztmetszet és a fluidummal érintkező kerület hányadosa,

az **egyenértékű átmérő** (d_e , m) a hidraulikus sugár négyszerese: $d_e = 4r_h$.

A d belső átmérőjű körkeresztmetszetű cső egyenértékű átmérője:

$$d_e = 4r_h = 4 \frac{A}{K} = 4 \frac{\frac{d^2 \pi}{4}}{d\pi} = d. \quad (2.41.)$$

2.8. példa

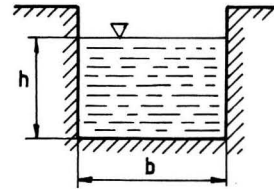
Határozzuk meg a 2.23. ábrán látható csatorna hidraulikus sugarát és egyenértékű átmérőjét!

$h = 2$ m, $b = 4$ m.

$$r_h = \frac{bh}{b + 2h} = \frac{4 \cdot 2}{4 + 2 \cdot 2} = 1 \text{ m},$$

$$d_e = 4r_h = 4 \cdot 1 = 4 \text{ m}.$$

Turbulens áramlás esetén a nem körkeresztmetszetű csövek és a nyitott csatornák áramlási veszteségének számításakor a Reynolds-számot és az áramlási veszteséget számító képletbe a d csőátmérő helyett a d_e egyenértékű átmérőt helyettesítjük. A relatív érdesség: k/d_e .



2.23. ábra
Csatorna hidraulikus sugara

$$Re = \frac{vd_e}{\nu} \quad , \quad (2.42.)$$

$$\frac{\Delta p'}{\rho} = f \frac{l}{d_e} \frac{v^2}{2} \quad . \quad (2.43.)$$

A hatványtörvénnyel leírható nem-newtoni folyadék csőben való lamináris áramlásakor a 2.33. és 2.34. képleteket használjuk az áramlási veszteség számítására. Ebben az esetben egy speciális Reynolds-számot alkalmazunk:

$$Re' = 8 \left(\frac{n}{(6n+2)} \right)^n \frac{v^{2-n} d^n \rho}{K} \quad , \quad (2.44.)$$

$$f = \frac{64}{Re'} \quad . \quad (2.45.)$$

2.9. példa

A hatványtörvénnyel leírható nem-newtoni folyadék sűrűsége, konzisztencia indexsze és nem-newtoni kitevője: $\rho = 1010 \text{ kg/m}^3$, $K = 0,27 \text{ kg/(ms}^{-2-n}\text{)}$ és $n = 0,71$. A cső hossza és belső átmérője: $l = 25 \text{ m}$, $d = 0,030 \text{ m}$. A folyadék átlagsebessége $v = 2 \text{ m/s}$. Határozzuk meg a nyomásvesztésget.

$$Re' = 8 \left(\frac{0,71}{6 \cdot 0,71 + 2} \right)^{0,71} \frac{2^{2-0,71} 0,03^{0,71} 1010}{0,27} = 1294 < 3000 \quad .$$

Az áramlás tehát lamináris. A csősúrlódási tényező:

$$f = \frac{64}{Re'} = \frac{64}{1294} = 0,049 \quad ,$$

és a nyomásvesztés:

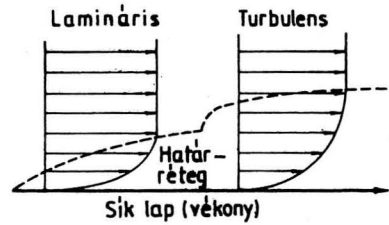
$$\Delta p' = f \frac{l}{d} \frac{\rho}{2} v^2 = 0,049 \frac{25}{0,03} \frac{1010}{2} 2^2 = 82483 \text{ Pa} = 0,825 \text{ bar} \quad .$$

A vegyiparban a nem-newtoni fluidumok erősen viszkózusak, áramlásuk ezért többnyire lamináris.

Az időtől független tulajdonságú nem-newtoni folyadék turbulens áramlásakor fellépő áramlási veszteség számításához a kézikönyvekben speciális csősúrlódási diagramokat találunk.

2.6. A határréteg, szerelvények ellenállása

A **határréteg** (2.24. ábra) az áramló fluidumban a fal menti azon vékony réteg, amelyben a folyadéksúrlódás jelentősen befolyásolja a sebességeloszlást. A határrétegen kívül az áramlás súrlódásmentesnek tekinthető. A határrétegen belül az áramlás lehet lamináris vagy turbulens. A turbulens határrétegen belül közvetlenül a falnál a lamináris alapréteget találjuk.



2.24. ábra
A határréteg

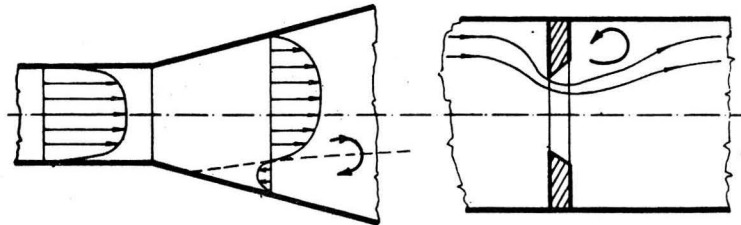
A **leválás** (2.25. ábra): ha a fluidum a fal mentén növekvő nyomás ellenében áramlik, vagy az áramlás iránya hirtelen változik, a határréteg leválik a falról és a keletkező örvény tekintélyes áramlási veszteséget okoz. Az iránytörés által okozott leválási veszteség gyakorlatilag független a Reynolds-számtól. A baloldali ábrán a diffuzorban növekvő nyomás ellenében áramlik a fluidum, ez okozza a fal melletti határréteg leválását. A jobb oldali ábrán, a perem élénél a fluidum nem tudja követni a fal hirtelen iránytörését, leválik.

A csőszelvények és idomok nyomásvesztése:

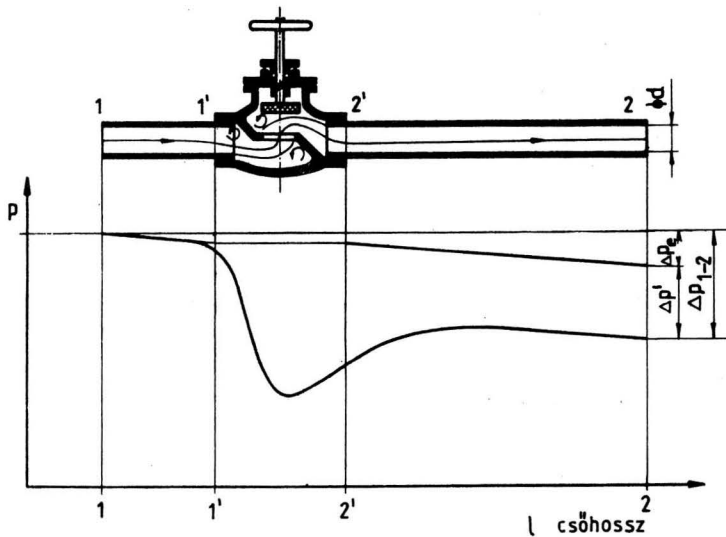
$$\Delta p' = \zeta \frac{\rho}{2} v^2 \quad (2.46.)$$

Itt ζ a kísérletekkel meghatározott és kézikönyvekből kiolvasható **vesztésgtényező**. Néhány kivételtől eltekintve független a Reynolds-számtól. v az átlagsebesség a szerelvény csatlakozó csonkjában.

A veszteségtényező mindig a nagyobb átlagsebességű csonkra és teljesen nyitott csőelzáró szerkezetre vonatkozik. Néhány szerelvény és csőidom veszteségtényezője a Függékben található.



2.25. ábra
A leválás

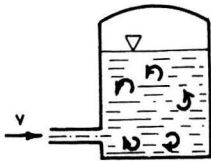


2.26. ábra
Csőszerelvény nyomásvesztése

A szerelvény nyomásvesztése nem egyenlő a be- és kilépő csonc között mért nyomáskülönbséggel, mert az energiacsere már kevéssel a szerelvény előtt megkezdődik és utána még sokáig tart (2.26. ábra). A nyomásvesztés mérésekor a nyomásmegcsapolásokat a szerelvény előtt $5d$ távolságban, utána, a szerelvény típusától függően, $(10...30)d$ távolságban helyezik el. Az itt mért nyomáskülönbségből levonják a közbezárt egyenes csőszakasz számított nyomásvesztését.

A **szerelvény egyenértékű csőhossza** (l_e): olyan egyenes cső hossza, amelynek nyomásvesztése annyi, mint a szerelvényé:

$$\Delta p' = \zeta \frac{\rho}{2} v^2 = f \frac{l_e}{d} \frac{\rho}{2} v^2, \quad l_e = \frac{\zeta}{f} d. \quad (2.47.)$$



2.27. ábra
Kiömlési veszteség

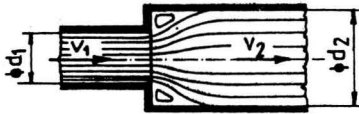
A kézikönyvek sokszor a veszteségtényező helyett az egyenértékű csőhosszat adják meg.

A csővezetékben a nagyméretű tartály folyadékszintje alá beáramló fluidum mozgási energiája örvényképződés közben elvész, nem használható. Ezt **kiömlési veszteség**-nek nevezzük (2.27. ábra), veszteségtényezője $\zeta_{ki} = 1,0$.

A **belépési veszteség** a csővezetékbe való belépéskor a sebességprofil kialakulása és az esetleges kisebb leválások veszteségtényezője $\zeta_{be} = 0,5$.

Bizonyos fokig különleges a hirtelen keresztmetszetbővülés vesztesége, az ún. **Borda-Carnot veszteség**. Ez ugyanis a be- és kilépő sebességek különbségének négyzetével arányos:

$$h' = \frac{\Delta p'}{\rho g} = 1,2 \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \right]^2 \frac{v_1^2}{2g} = 1,2 \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}. \quad (2.48.)$$



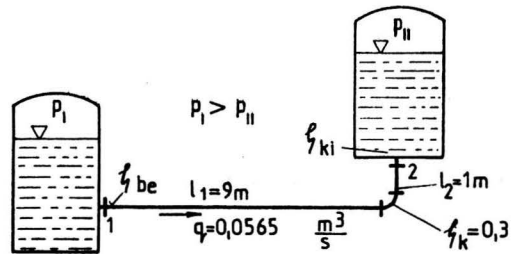
2.28. ábra
Borda-Carnot veszteség

A fenti képletben felhasználtuk a folytonosság tételét, vagyis azt, hogy a be- és kilépő tömegáramok egyenlők. A sűrűség állandónak tekinthető, mert a veszteség miatti nyomásváltozás kicsi:

$$\rho_1 v_1 d_1^2 \frac{\pi}{4} = \rho_2 v_2 d_2^2 \frac{\pi}{4}.$$

Egy állandó átmérőjű csővezeték vagy csővezeték-szakasz nyomásvesztése az egyenes csőszakaszok és a szerelvények veszteségének összege. A szerelvények veszteségét vagy veszteségtényezőjükkel, vagy egyenértékű csőhosszokkal vesszük számításba. A szerelvény kis l_e -vel jelölt egyenértékű hosszához hasonlóan definiáljuk és nagy L_e -vel jelöljük a **csővezeték egyenértékű hossza** fogalmát, amely a vizsgált csővezeték-szakasszal azonos veszteségű és belső átmérőjű egyenes cső hossza.

A 2.47. képlet figyelembevételével:



2.29. ábra
Csővezeték nyomásvesztése

$$\Delta p' = \left(f \frac{\sum l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{\rho}{2} v^2 = f \frac{\sum l + \sum l_e}{d} \frac{\rho}{2} v^2 = f \frac{L_e}{d} \frac{\rho}{2} v^2, \quad (2.49.)$$

$$L_e = \sum l + \sum l_e = \sum l + \frac{d}{f} \sum \zeta \quad (2.50.)$$

Az állandó átmérőjű csőszakasz nyomásvesztésének számítására szolgáló 2.49. összefüggések állandó sűrűségű fluidumra érvényesek. A veszteség számítása szempontjából az összenyomható fluidum állandó sűrűségűnek tekinthető, ha a csőszakasz két vége közötti nyomáskülönbség nem nagyobb, mint a csőszakasz közepes nyomásának 10 %-a.

2.10. példa

Számítsuk ki a 2.29. ábrán látható csővezeték nyomásvesztését és egyenértékű csőhosszát!

A cső belső átmérője $d = 100$ mm, a vezetékben $v = 10^{-6}$ m²/s kinematikai viszkozitású víz áramlik. Az érdesség $k = 1$ mm (rozsdás cső). A belépés, a kilépés és a könyök veszteségtényezője: $\zeta_{be} = 0,5$, $\zeta_{ki} = 1,0$ és $\zeta_k = 0,3$. Az átáramló térfogatáram: $q = 0,0565$ m³/s.

A csőkeresztmetszet:
$$A = \frac{d^2 \pi}{4} = \frac{0,1^2 \pi}{4} = 0,00785 \text{ m}^2,$$

az átlagsebesség:
$$v = \frac{q}{A} = \frac{0,0565}{0,00785} = 7,19 \text{ m/s},$$

és a Reynolds-szám:
$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{7,19 \cdot 0,1}{10^{-6}} = 7,19 \cdot 10^5$$

A csősúrlódási tényezőt kiolvashatjuk a csősúrlódási diagramból (2.22. ábra) - $f = 0,038$ - vagy a Colebrook képletből számíthatjuk: $f_0 = 0,0378$, $f_1 = 0,0378$, kerekítve $f = 0,038$. Látható, hogy mindkét eljárás ugyanazt az eredményt adja. Kézi számításnál a csősúrlódási diagramot, számítógépes eljárásnál a Colebrook képletet célszerű használni.

A nyomásvesztés:

$$\Delta p' = \left(f \frac{\sum l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{\rho}{2} v^2 = \left(0,038 \frac{9+1}{0,1} + (0,5 + 0,3 + 1,0) \right) \frac{1000}{2} 7,19^2 = 144749 \text{ Pa} = 1,45 \text{ bar}$$

A csőszakasz egyenértékű csőhossza:

$$L_e = \sum l + \frac{d}{f} \sum \zeta = (9+1) + \frac{0,1}{0,038} (0,5 + 0,3 + 1,0) = 14,7 \text{ m}.$$

Gyakori feladat a csőszakasz két vége között ismert nyomáskülönbségből az átáramló térfogatáramot meghatározni. Először a következő pontban leírtak szerint a geodetikus magasságkülönbség figyelembevételével kiszámítjuk a nyomásvesztéséget. Vízszintes csővezeték esetén a nyomáskülönbség a nyomásvesztéssel egyenlő. Ezután a 2.33. és a 2.35. egyenleteket az alábbiak szerint alakítjuk át.

A 2.33. egyenletből

$$v \sqrt{f} = \sqrt{\frac{2d\Delta p'}{\rho L_e}}. \quad (2.51.)$$

A 2.35. egyenlet baloldalának számlálóját és nevezőjét megszorozzuk a v átlagsebességgel, valamint az Re Reynolds-szám helyébe beírjuk a 2.30. egyenlet jobb oldalát:

$$\frac{v}{v\sqrt{f}} = -2 \lg \left(\frac{2,51}{\frac{d\rho}{\eta} v\sqrt{f}} + \frac{k}{3,72d} \right).$$

Átrendezés és a 2.51. egyenlet behelyettesítése után a v átlagsebességre csak ismert adatokat tartalmazó képletet nyerünk:

$$v = -2 \sqrt{\frac{2d\Delta p'}{\rho L_e}} \log \left(\frac{2,51\eta}{\rho d \sqrt{\frac{2d\Delta p'}{\rho L_e}}} + \frac{k}{3,72d} \right). \quad (2.52.)$$

Az átáramló térfogatáram:

$$q = \frac{d^2 \pi}{4} v. \quad (2.53.)$$

Ellenőrzésképpen kiszámíthatjuk az f csőúrlódási tényező és a Re Reynolds-szám értékét:

$$f = \frac{2d\Delta p'}{\rho L_e v^2}, \quad Re = \frac{vd\rho}{\eta}. \quad (2.54.)$$

2.11. példa

A vízszintes csővezeték két vége között $\Delta p' = 20000$ Pa a nyomáskülönbség, ami egyenlő a nyomásvesztéssel. A cső belső átmérője $d = 0,15$ m, érdessége $k = 0,00015$ m, egyenértékű csőhossza $L_e = 25$ m. Az átáramló folyadék sűrűsége: $\rho = 1000$ kg/m³, dinamikai viszkozitása: $\eta = 0,635 \cdot 10^{-3}$ kg/sm.

$$v\sqrt{f} = \sqrt{\frac{2d\Delta p'}{\rho L_e}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,15 \cdot 20000}{1000 \cdot 25}} = 0,490 \text{ m/s.}$$

Az átlagsebesség:

$$v = -2 \sqrt{\frac{2d\Delta p'}{\rho L_e}} \lg \left(\frac{2,51\eta}{d\rho \sqrt{\frac{2d\Delta p'}{\rho L_e}}} + \frac{k}{3,72d} \right) = -2 * 0,49 \lg \left(\frac{2,51 * 0,635 * 10^{-3}}{0,15 * 1000 * 0,49} + \frac{0,00015}{3,72 * 0,15} \right) = 3,47 \text{ m/s}$$

Az átfogató térfogatáram: $q = \frac{d^2 \pi}{4} v = \frac{0,15^2 \pi}{4} 3,47 = 0,0613 \text{ m}^3/\text{s}$.

A Reynolds-szám és a csősúrlódási tényező: $Re = 8,2 * 10^5$, $f = 0,02$.

2.7. A Bernoulli-egyenlet

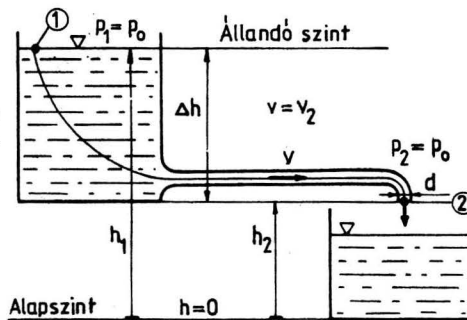
A 2.30. ábrán vázolt berendezés az alsó edény feltöltésére szolgál. A kérdés, milyen q térfogatárammal töltünk, ha a felső tartály folyadékszintjét állandó értéken tartjuk? A feladat megoldásához a Bernoulli-egyenletet alkalmazzuk.

A tömegegységre vonatkoztatott **Bernoulli-egyenlet**, ha

1. a fluidum sűrűsége állandó,
2. áramvonal mentén írjuk fel,
3. a nehézségi erőter az egyetlen,
4. az áramlás stacionárius:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + h_1 g = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + h_2 g + \frac{\Delta p'}{\rho} \quad (2.55.)$$

Itt az 1 index a kiválasztott áramvonal 1 jelű, a 2 index a 2 jelű pontjára utal, h a tetszőlegesen felvett $h=0$ alapszint feletti magasság, értéke pozitív, ha a vizsgált pont az alapszint felett van. $\Delta p'/\rho$ az áramlási veszteség az 1 és 2 jelű pontok között. A fluidum mindig az 1 pontból a 2 felé áramlik. A Bernoulli-egyenletet a következő lépésekben célszerű alkalmazni:



2.30. ábra

A Bernoulli-egyenlet alkalmazása

1. felvázoljuk a feladatot (2.30. ábra),
2. kijelöljük a vizsgálni kívánt áramvonalat és annak 1 jelű kezdő és 2 jelű végpontját,
3. felvesszük a $h = 0$ alapszintet. Célszerű az alacsonyabban fekvő kezdő vagy végponton átvezetni. A 2.30. ábrán az általánosság végett vettük fel másképp az alapszintet,
4. felírjuk a Bernoulli-egyenletet és elvégezzük a lehetséges egyszerűsítéseket,
5. behelyettesítjük az adatokat és kiszámítjuk a keresett mennyiséget.

Feladatunk megoldásához az első három lépést már elvégeztük. A kezdő pontban a folyadék felszínén és a végpontban a csőből való kilépésnél a nyomás a p_0 légköri nyomással egyenlő: $p_1 = p_2 = p_0$. A nagyméretű folyadékfelszínen a sebesség $v_1 = 0$ -nak tekinthető. A csőben a sebesség egyenlő a kilépő sebességgel: $v = v_2$. Ezekkel a Bernoulli-egyenlet:

$$\frac{p_0}{\rho} + 0 + h_1 g = \frac{p_0}{\rho} + \frac{v^2}{2} + h_2 g + \frac{\Delta p'}{\rho} \quad (2.56.)$$

Egyszerűsítés után a $h_1 - h_2 = \Delta h$ helyettesítéssel:

$$\Delta h g = \frac{v^2}{2} + \frac{\Delta p'}{\rho} \quad (2.57.)$$

Egyméretű áramlást feltételezünk, az átlagsebesség $v = q/A$, ahol A cső átáramlott keresztmetszete.

Az áramlási veszteség:

$$\frac{\Delta p'}{\rho} = \left(f \frac{\sum l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{v^2}{2} = \left(f \frac{\sum l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{q^2}{2A^2} \quad (2.58.)$$

Kiindulásként érdes csövet feltételezünk, így f és a zárójelben lévő egész kifejezés állandó. A sebesség és a térfogatáram a 2.57. egyenletből:

$$v = \sqrt{\frac{2g\Delta h}{f \frac{\sum l}{d} + \sum \zeta + 1}} \quad (2.59.)$$

$$q = vA. \quad (2.60.)$$

Végül ellenőrizni kell, hogy a csősúrlódási tényező valóban az érdes tartományba esik. A sebesség ismeretében Reynolds-számot számítunk. Ha $Re < 200(d/k)/\sqrt{f}$, akkor nem vagyunk az érdes zónában. A Reynolds-szám és az érdeség ismeretében új f -et, v -t és q -t számítunk. Az eljárást addig folytatjuk, amíg két egymást követő eredmény a megengedettnél kisebb mértékben tér el egymástól. A mérnöki gyakorlatban általában 1-2%-os hibát engedünk meg.

2.12. példa

A 2.30. ábrán vázolt berendezés adatai: $\Delta h = 6$ m, $l = 10$ m, $d = 30$ mm = 0,03 m, $\rho = 1000$ kg/m³, $\eta = 0,001$ kg/ms, a belépés és a könyök veszteségtényezője: $\zeta_{be} = 0,5$ és $\zeta_k = 0,3$,

az érdesség: $k = 0,06 \text{ mm} = 0,00006 \text{ m}$. Határozzuk meg a csövet elhagyó víx sebességét és térfogatáramát!

Első közelítésként érdes csövet feltételezünk. Az érdes cső súrlódási tényezője (2.36. képlet):

$$f_1 = \frac{1}{\left[-2 \lg \left(\frac{k}{3,72d} \right) \right]^2} = \frac{1}{\left[-2 \lg \left(\frac{0,06}{3,72 * 30} \right) \right]^2} = 0,0234$$

$$v_1 = \sqrt{\frac{2g\Delta h}{f \frac{l}{d} + \sum \zeta + 1}} = \sqrt{\frac{2 * 9,81 * 6}{0,0234 \frac{10}{0,03} + 0,5 + 0,3 + 1}} = 3,50 \text{ m}$$

$$q_1 = \frac{d^2 \pi}{4} v_1 = \frac{0,03^2 \pi}{4} 3,5 = 0,0025 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Re_1 = \frac{v_1 d \rho}{\eta} = \frac{3,5 * 0,03 * 1000}{0,001} = 1,05 * 10^5$$

Az érdes cső határához tartozó Reynolds-szám:

$$Re_{erd} = \frac{200 d}{\sqrt{f_1} k} = \frac{200 * 30}{\sqrt{0,0233} * 0,06} = 6,54 * 10^5 > Re = 1,05 * 10^5$$

Tehát a csősúrlódási tényező nem esik az érdes tartományba, ezért a további iterációs lépések szükségesek. Ezek során a csősúrlódási tényezőt a 2.7. példában bemutatott módon Colebrook képletével számoljuk. Az iterációs lépések eredményei:

$$\begin{array}{llll} f_2 = 0,0251, & v_2 = 3,41 \text{ m/s}, & q_2 = 0,0024 \text{ m}^3/\text{s}, & Re_2 = 1,02 * 10^5, \\ f_3 = 0,0250, & v_3 = 3,41 \text{ m/s}, & q_3 = 0,0024 \text{ m}^3/\text{s}, & Re_3 = 1,02 * 10^5. \end{array}$$

Az iteráció végeredménye:

$$v = 3,41 \text{ m/s}, \quad q = 0,0024 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Az érdes csővel számított és a pontos sebesség közötti relatív hiba:

$$h = \frac{3,50 - 3,41}{3,41} = 0,026 = 2,6 \text{ \%}.$$

A kézikönyvekben található, a 2.2. táblázathoz hasonló segédletekből becsült érdességből meghatározott csősúrlódási-tényező pontossága 20..30 %. Kb. ugyanennyi az áramlási veszteség hibája. Ennek tükrében az előző példában elegendő az érdes csőhöz tartozó csősúrlódási tényezővel számolni, mert a nehézkes iterációval elért javítás messze a hibahatáron belül van. Ezért a gyakorlatban vagy az érdes cső súrlódási tényezőjét alkalmazzák, vagy valamilyen tapasztalati alapon felvett és állandónak tekintett csősúrlódási tényezőt használnak. Elterjedt az $f = 0,03$, ún. **Dupui-féle tényező** használata.

Más a helyzet, ha az érdességet a szóbanforgó csővezetékre vonatkozó megbízható mérésekből ismerjük, és valamilyen okból, például számítógépes termelésirányítás végett pontos veszteségadatokra van szükségünk. Ilyenkor a bemutatott iterációs eljárást érdemes alkalmazni.

A 2.55. Bernoulli egyenletet az anyagmegmaradás (folytonosság) és az energiamegmaradás törvényeinek felhasználásával vezetjük le, a 2.31. ábrán bemutatott változó keresztmetszetű áramcső vázлата segítségével. Az 1 és 2 jelű keresztmetszetek közé zárt m tömegű fluidumtest mozgását vizsgáljuk.

Δt idő múlva a fluidumtest a szaggatva rajzolt 1' és 2' keresztmetszetek között lesz. Egyméretű sebességprofil feltételezzünk, azonban a valóságnak megfelelően a falnál a sebességet zérusnak tekintjük. Feltételezzük, hogy a rendszer és a környezet között nincs hőcsere.

Az 1..1' és a 2..2' keresztmetszetek közötti Δm_1 és Δm_2 tömegek egyenlők:

$$\begin{aligned}\Delta m_1 &= \rho A_1 \Delta s_1 = \rho A_1 v_1 \Delta t = \\ \rho q \Delta t &= \rho A_2 v_2 \Delta t = \Delta m_2 = \Delta m\end{aligned}$$

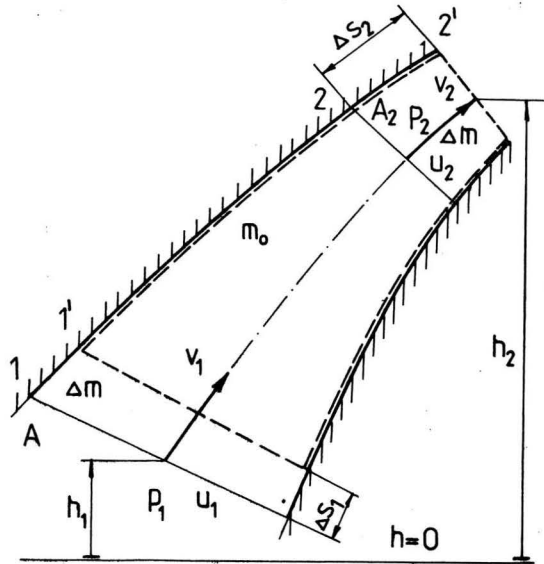
Az 1'..2 szelvények közötti fluidum m_0 tömege és E_0 energiája állandó, mert az áramlás stacionárius.

Az energia megmaradásának törvénye szerint a fluidumtest energiájának Δt idő alatt bekövetkező ΔE változása egyenlő az ugyanezen idő alatt a fluidumtestre ható erők ΔW munkájával.

Az energiaváltozás:

$$\begin{aligned}\Delta E &= E' - E = E_0 + \Delta m \left(gh_2 + \frac{v_2^2}{2} + u_2 \right) - \left[E_0 + \Delta m \left(gh_1 + \frac{v_1^2}{2} + u_1 \right) \right] \\ \Delta E &= \Delta m \left[g(h_2 - h_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + u_2 - u_1 \right].\end{aligned}\quad (2.61.)$$

A fluidumtestre a kezdő és végkeresztmetszetekben nyomóerők, a falnál súrlódó erők hatnak. A nehézségi erőteret a helyzeti energiában vettük figyelembe, ezért a nehézségi erő munkáját nem kell számításba venni. A súrlódó erők munkája zérus, mert a falnál a sebesség zérus. Tehát a fluidumtestre ható erők munkája egyenlő a nyomóerők munkájával:



2.31. ábra

Vázlat a Bernoulli-egyenlet levezetéséhez

$$\Delta W = \rho \frac{p_1}{\rho} A_1 v_1 \Delta t - \rho \frac{p_2}{\rho} A_2 v_2 \Delta t = \Delta m \left(\frac{p_1}{\rho} - \frac{p_2}{\rho} \right). \quad (2.62.)$$

A jobb oldal első tagja pozitív előjelű, mert a nyomóerő és a sebesség egyirányú. A második tag negatív, mert ellentétes irányúak. A belső energia növekedését a folyadékrétegek között ébredő súrlódási hő okozza, ez éppen az áramlási veszteség:

$$u_2 - u_1 = \frac{\Delta p'}{\rho}. \quad (2.63.)$$

A $\Delta E = \Delta W$ egyenlet 2.63. behelyettesítésével:

$$\Delta m \left[g(h_2 - h_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \frac{\Delta p'}{\rho} \right] = \Delta m \left(\frac{p_1}{\rho} - \frac{p_2}{\rho} \right) \quad (2.64.)$$

Δm -mel osztva, átrendezés után a tömegegységre vonatkoztatott Bernoulli-egyenletet kapjuk:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + h_1 g = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + h_2 g + \frac{\Delta p'}{\rho}. \quad (2.65.)$$

A térfogategységre vonatkoztatott Bernoulli-egyenletet a 2.64. összefüggés $\Delta V = \Delta m / \rho$ -val osztásával kapjuk:

$$\frac{\rho}{2} v_1^2 + p_1 + h_1 \rho g = \frac{\rho}{2} v_2^2 + p_2 + h_2 \rho g + \Delta p' \quad (2.66.)$$

A súlyegységre vonatkoztatott Bernoulli-egyenlethez $g \Delta m$ -el kell a 2.64. összefüggést osztani:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + h_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_2 + \frac{\Delta p'}{\rho g}. \quad (2.67.)$$

A **munkaképesség** a Bernoulli-egyenlet jellegzetes három tagjának összege. Az első két tag a fajlagos mozgási és helyzeti energia, a harmadik tag fajlagos munka, amit sokszor pongyolán nyomási energiának neveznek. Az elnevezés is arra utal, hogy a három tag összege nem energia, csak valami hasonló. Például tömegegységre vonatkoztatva:

$$e = \frac{v^2}{2} + hg + \frac{p}{\rho} \quad (2.68.)$$

Az **ideális fluidum** súrlódásmentes. Az ideális folyadék sűrűsége állandó, az ideális gáz követi az ideális gáztörvényt.

A Bernoulli-egyenlet, ha

1. ideális gázra írjuk fel,
2. áramvonal mentén írjuk fel,
3. a nehézségi erőter az egyetlen,
4. az áramlás stacionárius,
5. a helyzeti energia változása elhanyagolható,

az alábbi módon írható:

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} = 0, \quad (2.69.)$$

vagy differenciális alakban:

$$v dv + \frac{dp}{\rho} = 0 \quad (2.70.)$$

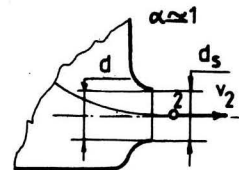
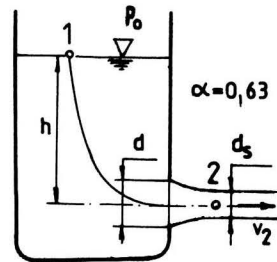
A 2.32. ábrán látható nyitott tartályból folyadék ömlik ki. Állandó folyadékszintet feltételezünk és az áramlási veszteséget elhanyagoljuk. Írjuk fel a Bernoulli-egyenletet az 1..2 pontok közötti áramvonalra. Az 1 pontban a sebesség elhanyagolhatóan kicsi, $v_1 = 0$. Az 1 és 2 pontokban légköri nyomás uralkodik, $p_1 = p_2 = p_0$. Az alapszintet a kiömlőnyílás tengelyvonalában vesszük fel, $h_1 = h$, és $h_2 = 0$.

Ezekkel az adatokkal a Bernoulli-egyenlet:

$$\frac{p_0}{\rho} + 0 + hg = \frac{p_0}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + 0 + 0, \quad (2.71.)$$

és ebből a kiömlés sebessége:

$$v_2 = \sqrt{2gh}. \quad (2.72.)$$



2.32. ábra
Kiömlés tartályból

A 2.32. ábra éles kiömlőnyílású tartályt ábrázol. Látható, a kilépő folyadéksugár d_s átmérője kisebb, mint a kilépőnyílás d átmérője. Ezt a tényt a kiömlő térfogatáram számításánál a **kontrakciós tényező**-vel vesszük figyelembe:

$$\alpha = \frac{d_s^2}{d^2} \quad (2.73.)$$

A kontrakciós tényező értéke a kiömlőnyílás kialakításától függ. A 2.32. ábra felső részén bemutatott éles kiömlőnyílásra $\alpha = 0,63$, az ábra alsó részén ábrázolt, jól lekerekített kiömlő nyílásra $\alpha \cong 1$.

A kiáramló térfogatáram:

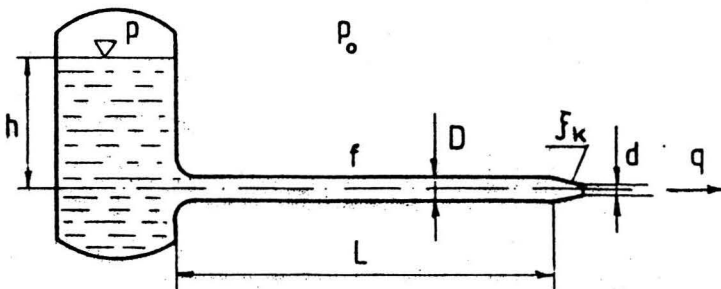
$$q = \alpha \frac{d^2 \pi}{4} v_2 \quad (2.74.)$$

2.13. példa

Határozzuk meg a 2.32. ábra szerinti éles kifolyónyílású tartályból kiáramló víz térfogatáramát! $h = 8 \text{ m}$, $d = 0,05 \text{ m}$, $\alpha = 0,63$.

$$v_2 = \sqrt{2gh} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 8} = 12,53 \text{ m/s}$$

$$q = \alpha \frac{d^2 \pi}{4} v_2 = 0,63 \frac{0,05^2 \cdot \pi}{4} 12,53 = 0,0155 \text{ m}^3/\text{s}$$



2.33 ábra

2.14. példa

Határozza meg a 2.33. ábrán vázolt tartályból a fúvókán kiáramló víz térfogatáramát! A h magasságot és a p nyomást állandó értéken tartjuk.

Adatok:

$p_0 \cong 1 \text{ bar}$	$p \cong 5 \text{ bar (absz.)}$	$h \cong 5 \text{ m}$
$D \cong 0,1 \text{ m}$	$d \cong 0,02 \text{ m}$	$L \cong 20 \text{ m}$
$f \cong 0,025$	$\zeta_k \cong 0,005$	$\alpha \cong 1$
$\rho \cong 1000 \text{ kg/m}^3$	$\zeta_{bc} \cong 0,5$	

A Bernoulli-egyenletet a folyadékfelszín (1 index) és a kiömlő folyadéksugár (2 index) között írjuk fel. Az alapszintet a csőtengelyben vesszük fel. A folyadékfelszínen a sebesség

elhanyagolhatóan kicsi: $v_1 = 0$. A kiömlő sugárban a nyomás a légköri nyomással egyenlő, $p_2 = p_0$. A példában két dologra kell ügyelni. Első: a csőben uralkodó v sebesség nem egyenlő a kiömlő sugár v_2 sebességével. A kettő között a folytonosság tétele, vagyis a térfogatáramok egyenlősége teremt kapcsolatot:

$$v \frac{D^2 \pi}{4} = v_2 \frac{d^2 \pi}{4}, \quad v = v_2 \left(\frac{d}{D} \right)^2.$$

Második: a fűvóka ζ_k veszteségtényezője a v_2 , a ζ_{be} belépési veszteségtényező a v sebességre vonatkozik.

A nyomásvesztés:

$$\Delta p' = \left(f \frac{L}{D} + \zeta_{be} \right) \frac{\rho}{2} v^2 + \zeta_k \frac{\rho}{2} v_2^2 = \left[\left(\frac{d}{D} \right)^4 \left(f \frac{L}{D} + \zeta_{be} \right) + \zeta_k \right] \frac{\rho}{2} v_2^2.$$

A Bernoulli-egyenlet:

$$p + 0 + \rho gh = p_0 + \frac{\rho}{2} v_2^2 + 0 + \left[\left(\frac{d}{D} \right)^4 \left(f \frac{L}{D} + \zeta_{be} \right) + \zeta_k \right] \frac{\rho}{2} v_2^2.$$

A kiömlés sebessége:

$$v_2 = \sqrt{\frac{2(p - p_0 + \rho gh)}{\rho \left[\left(\frac{d}{D} \right)^4 \left(f \frac{L}{D} + \zeta_{be} \right) + \zeta_k + 1 \right]}} = \sqrt{\frac{2[(5-1)10^5 + 1000 \cdot 9,81 \cdot 5]}{1000 \left[\left(\frac{0,02}{0,1} \right)^4 \left(0,025 \frac{20}{0,1} + 0,5 \right) + 0,005 + 1 \right]}}$$

$$v_2 = 29,76 \text{ m/s.}$$

$$q = \alpha \frac{d^2 \pi}{4} v_2 = 1 \frac{0,02^2 \pi}{4} 29,76 = 0,00935 \text{ m}^3/\text{s}.$$

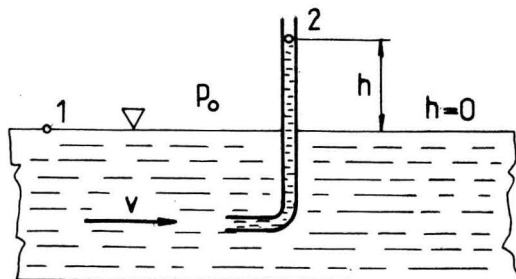
2.15. példa

A 2.34. ábrán látható torlósőbe beáramló víz sebessége 5 m/s. Határozzuk meg a torlósőben álló víz h magasságát!

A Bernoulli-egyenletet az 1 és 2 pontok között írjuk fel. A torlósőben áll a víz, az áramlási veszteség zérus.

$$\frac{\rho}{2} v^2 + p_0 = p_0 + h \rho g,$$

amiből
$$h = \frac{v^2}{2g} = \frac{5^2}{2 \cdot 9,81} = 1,27 \text{ m}.$$



2.34. ábra
Torlóső

2.16. példa

Határozzuk meg a 2.35. ábrán bemutatott szifonból kilépő víz v sebességét, valamint az A és B pontban a túlnyomást ha $h_1 = 1,9 \text{ m}$ és $h_2 = 2 \text{ m}$, és az áramlási veszteséget elhanyagoljuk! Alapszintnek a vízszintet választjuk. Túlnyomásokat számolunk, tehát $p_0 = 0$. Először az 1 és C pontok között írjuk fel a Bernoulli-egyenletet:

$$0 = \frac{\rho}{2} v^2 - h_2 \rho g,$$

$$v = \sqrt{2gh_2} = \sqrt{2 * 9,81 * 2} = 6,26 \text{ m/s.}$$

Bernoulli-egyenlet az 1 és A pontok között: $0 = p_A + \frac{\rho}{2} v^2$

$$p_A = -\frac{1000}{2} 6,26^2 = -19620 \text{ Pa.}$$

A Bernoulli-egyenlet az A és B pontok között:

$$p_A + \frac{\rho}{2} v^2 = p_B + \frac{\rho}{2} v^2 + h_1 \rho g,$$

ebből nyomás a B pontban:

$$p_B = p_A - h_1 \rho g = -19620 - 1,9 * 1000 * 9,81 = -38259 \text{ Pa.}$$

Ideális gáz hangsebesség alatti kiömlése tartályból. A nagy sebességek és a gyors nyomásváltozás miatt a folyamat adiabatikusnak tekinthető (2.36. ábra).

A sűrűség a tartályban:

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1}. \quad (2.75.)$$

Az adiabatikus állapotváltozásból:

$$\frac{p_1}{\rho_1^\kappa} = \frac{p}{\rho^\kappa}, \quad \frac{1}{\rho} = \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \frac{1}{\rho_1}. \quad (2.76.)$$

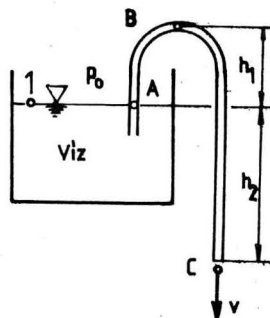
A Bernoulli-egyenlet:

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{p_1^{\frac{1}{\kappa}}}{\rho_1^{\frac{1}{\kappa}}} \int_1^2 \frac{dp}{p^{1/\kappa}} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p_1^{\frac{1}{\kappa}}}{\rho_1} \left[p_0^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - p_1^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] = -\frac{v_2^2}{2}. \quad (2.77.)$$

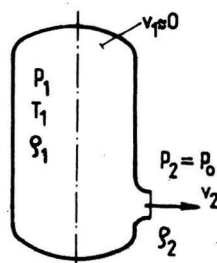
A kiáramlás sebessége:

$$v_2 = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \frac{p_1}{\rho_1} \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}. \quad (2.78.)$$

A hangsebesség alatti tartományban akkor vagyunk, ha a p_1/p_2 nyomásviszony kisebb, mint a következő pontban tárgyalt kritikus nyomásviszony.



2.35. ábra
Szifon



2.36. ábra
Gázkiáramlás

2.17. példa

Számítsuk ki a 2.36. ábra tartályából kiáramló levegő sebességét!

Adatok: $\kappa = 1,4$
 a kritikus nyomásviszony $1,89$
 a kiáramlást adiabatikusnak tekintjük
 $T_1 = 300 \text{ K}$
 $p_1 = 1,5 \text{ bar}$
 $p_2 = p_0 = 1 \text{ bar}$
 a levegő gázállandója: $R = 287 \text{ J/kgK}$.

$$p_1/p_2 = 1,5/1 = 1,5 < 1,89,$$

tehát a nyomásviszony kisebb, mint a kritikus nyomásviszony, használhatjuk a 2.78. képletet.

A levegő sűrűsége a tartályban:

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} = \frac{1,5 \cdot 10^5}{287 \cdot 300} = 1,742 \text{ kg/m}^3.$$

A kilépő levegő sebessége:

$$v_2 = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \frac{p_1}{\rho_1} \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4-1} \frac{1,5 \cdot 10^5}{1,742} \left[1 - \left(\frac{1}{1,5} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \right]} = 256,8 \text{ m/s}.$$

A kilépő levegő sűrűsége:

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/\kappa} = 1,742 \left(\frac{1}{1,5} \right)^{1/1,4} = 1,304 \text{ kg/m}^3.$$

A kilépő levegő hőmérséklete:

$$T_2 = \frac{p_2}{\rho_2 R} = \frac{10^5}{1,304 \cdot 287} = 267 \text{ K} = -6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Van néhány eset, amikor a gázoszlop magasságából eredő nyomásváltozás nem hanyagolható el. A **statikus huzat** (2.37. ábra) a kazánban a rostély alatti hideg levegő p_H és az égő szénréteg felett tartózkodó meleg levegő p_M nyomásának különbsége, ha a kazánon a hideg levegő belépő nyílását teljesen lezárjuk:

$$\Delta p_{st} = p_H - p_M. \quad (2.79.)$$

A statikus huzat meghatározásához abból indulunk ki, hogy a kémény tetejének magasságában a kiáramló meleg levegő és a környezet hideg levegőjének p_0 nyomása egyenlő. A rostély alatti hideg levegő és a szénréteg feletti meleg levegő nyomása:

$$\rho_H = \frac{p_0}{RT_H}, \quad (2.80.)$$

$$p_H = p_0 + H\rho_H g, \quad (2.81.)$$

$$\rho_M = \frac{p_0}{RT_M}, \quad (2.82.)$$

$$p_M = p_0 + H\rho_M g. \quad (2.83.)$$

A statikus huzat:

$$\Delta p_{st} = p_H - p_M = Hg(\rho_H - \rho_M). \quad (2.84.)$$

2.18. példa

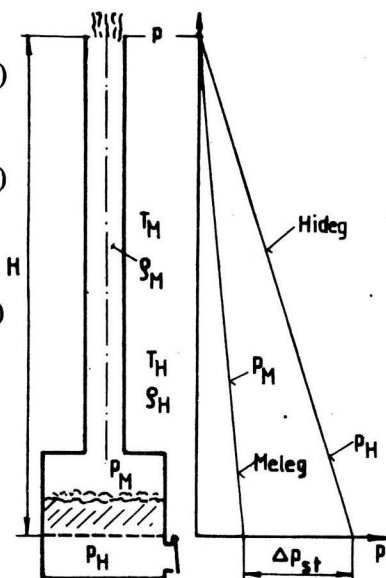
Határozzuk meg a kazán statikus huzatát!

Adatok: $H = 50 \text{ m}$, $T_M = 180 \text{ °C} = 453 \text{ K}$,

$T_H = 0 \text{ °C} = 273 \text{ K}$, $p_0 = 10^5 \text{ Pa}$.

$$\rho_H = \frac{p_0}{RT_H} = \frac{10^5}{287 \cdot 273} = 1,276 \text{ kg/m}^3,$$

$$\rho_M = \frac{p_0}{RT_M} = \frac{10^5}{287 \cdot 453} = 0,769 \text{ kg/m}^3.$$



2.37 ábra
Statikus huzat

A statikus huzat:

$$\Delta p_{st} = Hg(\rho_H - \rho_M) = 50 \cdot 9,81(1,276 - 0,769) = 249 \text{ Pa}.$$

2.8. Hangsebesség feletti áramlás

A hangsebesség a nyomásváltozás terjedési sebessége:

$$a = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}} \quad (2.85.)$$

Ideális gázban:

$$a = \sqrt{\kappa RT} \quad (2.86.)$$

A Mach-szám a gáz sebessége és a hangsebesség viszonya:

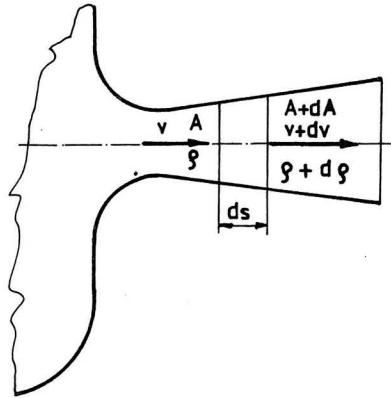
$$M = \frac{v}{a}. \quad (2.87.)$$

A hangsebesség elérése jelentősen megváltoztatja az áramlást. Közismert jelenség például a hangsebességet átlépő szuperszonikus repülőgép által okozott hangrobbanás.

Nagynyomású gázok tartályból való kiáramlásakor az éles vagy monoton csökkenő keresztmetszetű kiömlő nyílásban (2.36. ábra) nem alakulhat ki a hangsebességnél nagyobb sebesség. A hangsebesség az adiabatikus kitevőtől függő kritikus nyomásviszony elérésekor lép fel:

$$\left(\frac{p_1}{p_2}\right)_{kr} = \left(\frac{\kappa + 1}{2}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (2.88.)$$

A hangsebességnél nagyobb sebességet **Laval-fúvóka** (2.38. ábra) alkalmazásával érhetünk el. Érdekesége, hogy a hangsebesség elérése után a sebesség további növelésére a fúvóka keresztmetszetét növelni, és nem csökkenteni kell. Ennek oka: a hangsebesség elérése után a sűrűség jobban csökken, mint ahogy a sebesség nő. Ennek igazolására írjuk fel a folytonosság törvényét és a Bernoulli-egyenlet differenciális alakját az ábrán látható ds hosszúságú elemre. A folytonosság tétele szerint a be- és kilépő tömegáram egyenlő:



$$v\rho A = (v + dv)(\rho + d\rho)(A + dA) ,$$

2.38. ábra
Laval-fúvóka

$$v\rho A = v\rho A + v\rho dA + vA d\rho + \rho A dv + v d\rho dA + \rho dv dA + A dv d\rho + d v d\rho dA .$$

Ha végig osztjuk az egyenletet $v\rho A$ -val és a másod- és harmadrendűen kicsi tagokat elhanyagoljuk, a folytonosság tétele :

$$\frac{dv}{v} + \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dA}{A} = 0 \quad (2.89.)$$

A Bernoulli-egyenlet differenciális alakja, figyelemmel a hangsebesség definíciójára:

$$v dv + \frac{dp}{\rho} = v dv + \frac{dp}{d\rho} \frac{d\rho}{\rho} = v dv + a^2 \frac{d\rho}{\rho} = 0 \quad (2.90.)$$

Osszuk végig a 2.90. egyenletet v^2 -el és vegyük figyelembe a Mach-szám definícióját:

$$\frac{dv}{v} + \frac{a^2}{v^2} \frac{d\rho}{\rho} = \frac{dv}{v} + \frac{1}{M^2} \frac{d\rho}{\rho} = 0 . \quad (2.91.)$$

Fejazzuk ki $d\rho/\rho$ -t a folytonosság tételéből:

$$\frac{d\rho}{\rho} = -\frac{dv}{v} - \frac{dA}{A} . \quad (2.92.)$$

Behelyettesítés és rendezés után a következő kifejezést kapjuk:

$$\frac{dA}{A} = (M^2 - 1) \frac{dv}{v} . \quad (2.93.)$$

Az egyenletből - mivel A és v mindig pozitív - következik: ha $M < 1$, vagyis az áramlás sebessége kisebb a hangsebéségnél, akkor a sebességnövekedéshez a keresztmetszetet szűkíteni, ha $M > 1$, akkor bővíteni kell. Itt nem részletezett vizsgálatokkal igazolható, hogy $M > 1$ esetben a torokban a gáz mindig hangsebességgel áramlik.

2.19. példa

A 4 bar abszolút nyomású tartályból (2.36. ábra) az 1 bar légköri nyomású térbe kiáramló levegő hőmérséklete $t = -30$ °C. Mennyi a kiáramló levegő sebessége? A levegő adiabatikus kitevője $\kappa = 1,4$, gázállandója $R = 287$ J/kgK.

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{4}{1} = 4 > \left(\frac{p_1}{p_2} \right)_{kr} = \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 1,89$$

A nyomásviszony nagyobb, mint a kritikus nyomásviszony, ezért a levegő hangsebességgel áramlik ki. Az abszolút hőmérséklet:

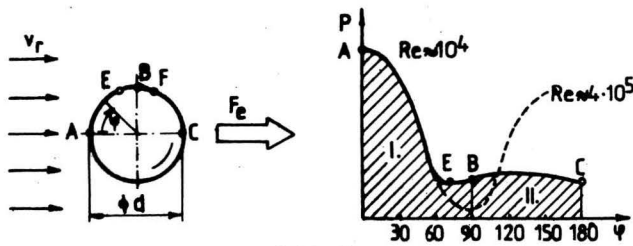
$$T = t + 273 = -30 + 273 = 243 \text{ K} .$$

A kiáramló levegő sebessége:

$$v = a = \sqrt{\kappa RT} = \sqrt{1,4 * 287 * 243} = 312,5 \text{ m/s} .$$

2.9. Az áramlásba helyezett testre ható erők

A 2.39. ábrán a v_1 zavartalan sebességű párhuzamos áramlásba egy álló gömböt helyeztünk. A zavartalan sebesség jelentése: a sebesség mielőtt a gömböt odattettük. A gömb körüli nyomáeloszlásból és a gömb felületén ható csúsztató feszültségekből (súrlódó erőkből) a sebesség irányába mutató ellenállásérbred:



2.39. ábra

Ellenálláserő. Nyomáseloszlás a gömb körül

$$F_e = c_e A \frac{\rho}{2} v_r^2, \quad (2.94.)$$

ahol c_e a kísérleti úton meghatározott **ellenállástényező**,
 A a gömb (test) áramlás irányából látott szelvénye,
 ρ a fluidum sűrűsége.

Minden áramlásba helyezett testre hat ellenálláserő. Ezzel egyenlő nagyságú, de ellenkező irányba mutató erővel kell megtámasztani a testet, ha helyben akarjuk tartani. Ha a test elmozdulhat, az ellenálláserő mozgást létrehozó hajtóerővé válik. Ha a test mozog, a v_r sebesség helyébe a fluidum álló rendszerből nézett sebessége helyett a mozgó testhez kötött koordináta rendszerben észlelhető relatív sebességet kell helyettesíteni. Legyen \underline{v}_r és \underline{v}_t a fluidum ill. a test sebessége álló rendszerben. A **relatív sebesség** a fluidum sebesség és a test sebességének vektoriális különbsége (2.40. ábra). A vektor mennyiséget aláhúzott félkövér dőlt betűvel jelöljük:

$$\underline{v}_r = \underline{v}_r - \underline{v}_t \quad (2.95.)$$

Az áramlásba helyezett **gömbre vonatkoztatott Reynolds-szám**:

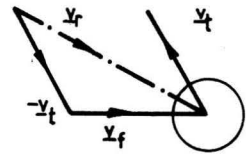
$$Re = \frac{dv_r \rho}{\eta} = \frac{dv_r}{\nu} \quad (2.96.)$$

A gömbtől eltérő alakú test esetén a d gömbátmérő helyett célszerűen definiált egyenértékű átmérőt írunk.

A c_e ellenállástényező a test alakjától és a Reynolds-számtól függ. A gömb ellenállástényezőjét a 2.41. ábra mutatja. A görbét szakaszonként leíró egyenletek:

I-II szakasz, $Re < 1$

$$c_e = \frac{24}{Re}, \quad (2.97.)$$



2.40. ábra
 Relatív sebesség

ebből a Stokes-egyenlet:

$$F_e = \frac{24\eta}{dv_r \rho} \frac{d^2 \pi \rho}{4} \frac{v_r^2}{2} = 3\pi d \eta v_r \quad (2.98.)$$

Stokes ezt az egyenletet elméleti úton levezette. Az elmélet kiválóan egyezik a mérési eredményekkel.

II-III szakasz, $1 \leq Re \leq 2 \cdot 10^5$, **Kaskas-egyenlet:**

$$c_e = \frac{24}{Re} + \frac{4}{\sqrt{Re}} + 0,4 \quad (2.99.)$$

Ebben a szakaszban a gömb körüli határreteg lamináris, leválás a 2.39. ábra E pontjában van.

A Kaskas-egyenlet az $Re < 1$ tartományban is elfogadható eredményt ad.

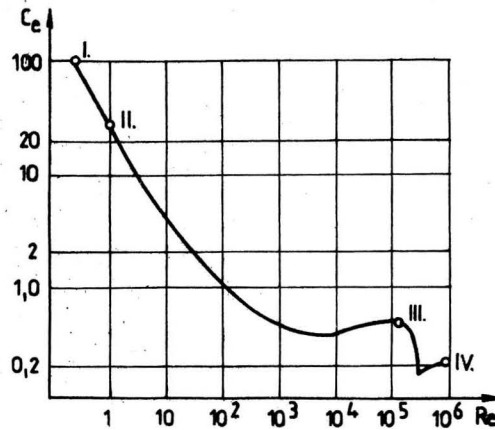
III-IV szakasz, $Re > 2 \cdot 10^5$

$$c_e = 0,2 \quad (2.100.)$$

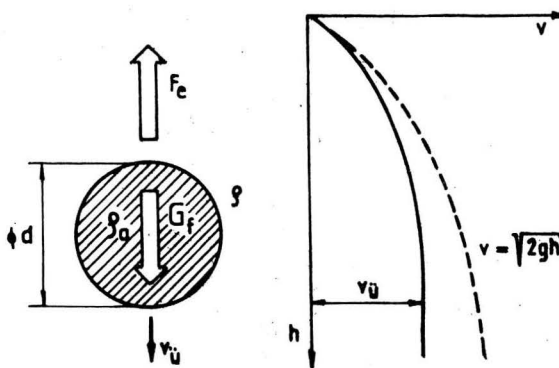
Ebben a szakaszban a határreteg turbulens, leválás az F pontban.

Nézzünk két környezetvédelemmel összefüggő alkalmazást.

Üledés (2.42. ábra): A szenny-



2.41. ábra
A gömb ellenállástényezője



2.42. ábra
Az üledés

vizet egy nagy tartályba vezetjük, ahol a folyadék gyakorlatilag áll, a benne lévő szilárd szennyeződések lassan lefelé mozognak. A szennyeződésre két egymással szembe mutató erő hat: az F_e ellenálláserő és G_f a test folyadékban mért súlya:

$$G_f = V(\rho_a - \rho)g \quad (2.101.)$$

Itt V a test térfogata, ρ_a és ρ a test és a folyadék sűrűsége.

Itt V a test térfogata, ρ_a és ρ a test és a folyadék sűrűsége.

A szennyeződés kezdetben gyorsulva, majd az $F_e = G_f$ egyensúly beállta után az állandó $v_{\ddot{u}}$ **üledési sebességgel** halad lefelé:

$$V(\rho_a - \rho)g = c_e \rho A \frac{v_{\ddot{u}}^2}{2},$$

amiből

$$v_{\ddot{u}} = \sqrt{\frac{2Vg(\rho_a - \rho)}{c_e A \rho}}. \quad (2.102.)$$

Gömb esetében:

$$\frac{V}{A} = \frac{d^3 \pi}{6} \frac{4}{d^2 \pi} = \frac{2}{3} d,$$

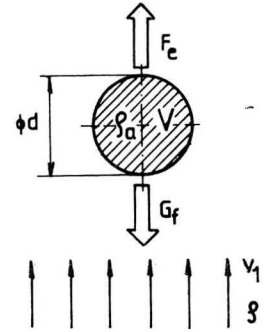
és

$$v_{\ddot{u}} = \sqrt{\frac{4g(\rho_a - \rho)}{3c_e \rho}} d. \quad (2.103.)$$

A 2.42. ábrán a légüres térben eső test $v = \sqrt{2gh}$ sebességét is ábrázoltuk.

Lebegés (2.43. ábra): Gáz áramlik felfelé a v_l **lebegési sebességgel** és a szemcse helyben maradvá lebeg. A helyben maradás feltétele: $G_f = F_e$. Gömbre a lebegési sebesség, ha $\rho_a \gg \rho$:

$$v_l = \sqrt{\frac{4g\rho_a d}{3c_e \rho}}. \quad (2.104.)$$

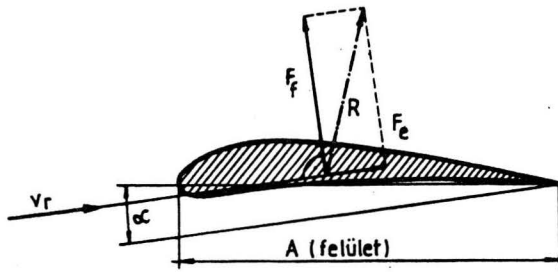


2.43. ábra
A lebegés

A szemcséhez kötött koordináta-rendszerben a lebegés és az üledés azonosan tárgyalható, mert az üledésnél a relatív sebesség éppen az üledési sebesség ellentettje: $v_r = -v_{\ddot{u}}$.

Környezetvédelmi nehézségek elsősorban az igen kis átmérőjű szennyeződésekkel vannak, mert ezek a folyadékban csak igen lassan ülednek, a levegőben pedig már az egészen kis légmozgás is lebegteti őket. A $Re < 1$ tartományban az üledési és a lebegési sebesség Stokes-képletéből:

$$\frac{d^3 \pi}{6} (\rho_a - \rho)g = 3\pi d \eta v_{\ddot{u}}, \quad v_{\ddot{u}} = v_l = \frac{d^2 (\rho_a - \rho)g}{18\eta}. \quad (2.105.)$$



2.44. ábra
Áramvonalas testre ható erők

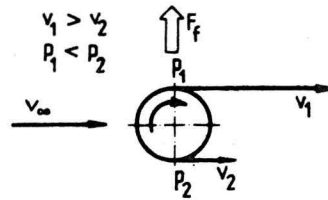
Áramvonalas testen, (2.44. ábra) ha az α megfúvási szög kicsi, nincs leválás, c_e és F_e is kicsi. Ferde megfúvásnál c_e és F_e megnő.
Ha az áramlás vagy a test az áramlás irányára nem szimmetrikus, felhajtóerő (F_f) is keletkezik rajta, amely merőleges a relatív sebesség irányára:

$$F_f = c_f A \frac{\rho}{2} v_r^2. \quad (2.106.)$$

Itt a c_f **felhajtóerő-tényező** a megfúvási szög függvénye, kísérletileg határozzák meg és értéke kézikönyvekből olvasható ki.

Az áramlásba helyezett forgó henger körül az áramlás aszimmetrikus, ezért szintén keletkezik felhajtóerő (2.45. ábra). Ezt a jelenséget **Magnus-hatásnak** nevezik.

A légmozgás a már egyszer leülepedett porszemcséket újra felemeli (2.46. ábra). A gördíthető szemcséket a Magnus-hatás emeli fel. A szögletes szemcsék fölött a leválási zónában a nyomás kisebb, mint a környezeté. Ez a nyomáskülönbség felhajtóerőt hoz létre, ami, ha elég nagy, legyőzi a súlyerőt és felemeli a szemcsét.

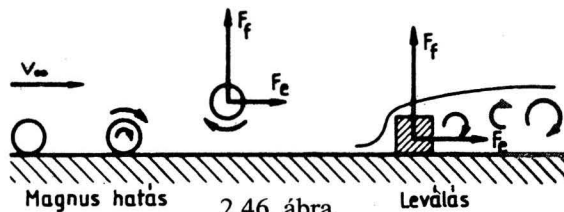


2.45. ábra
Magnus-hatás

2.20. példa

Határozza meg a szemcse ülepedési sebességét, ha a szemcse átmérője 0,07 mm, sűrűsége 1100 kg/m³, a fluidum sűrűsége 4 kg/m³, dinamikai viszkozitása 3x10⁻³ kg/ms.

A kis szemcseátmérő alapján $Re < 1$ esetet feltételezünk. Az ülepedési sebesség:



2.46. ábra
A leülepedett szemcsék felemelése

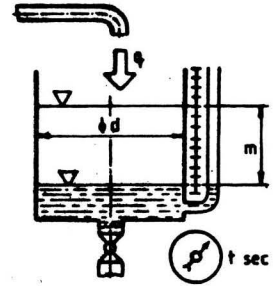
$$v_{ü} = \frac{d^2(\rho_a - \rho)g}{18\eta} = \frac{(7 \cdot 10^{-5})^2 (1100 - 4) 9,81}{18 \cdot 3 \cdot 10^{-5}} = 0,0976 \text{ m/s},$$

$$Re = \frac{vd\rho}{\eta} = \frac{0,0976 * 7 * 10^{-5} * 4}{3 * 10^{-5}} = 0,91 < 1,$$

tehát az előzetes feltétel teljesült, a kiszámított ülepedési sebesség helyes.

2.10. A térfogatáram mérése

A térfogatáram mérésének legegyszerűbb módja a **köbözés** (2.47. ábra). Az áramló folyadékot olyan tartályban fogjuk fel, amelynek térfogatát a magasság függvényében pontosan ismerjük. A mérés előtt lezárjuk a tartály leeresztőcsapját és figyeljük a vízállás-mutató üvegcsőben a folyadékszint emelkedését. A skála egy kerek értékénél megindítjuk a stoppert. Kb. félperc eltelte után egy következő kerek értékénél leállítjuk a stoppert. Az ábrán látható hengeres tartály esetében a térfogatáram:

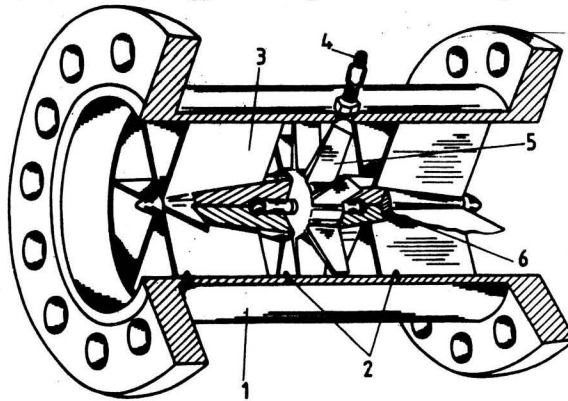


2.47. ábra
A köbözés

$$q = \frac{d^2 \pi m}{4 t} \quad (2.107.)$$

Itt m a folyadékszint emelkedése a mérés t ideje alatt.

A **turbinás áramlásmérőben** az átáramló fluidum kis turbina kereket forgat, amelynek fordulatszámja a térfogatárammal arányos (2.48. ábra). Az ábrán a járókerék lapátjai mágneses anyagúak. Az érzékelő fej alatt elhaladó lapátok a fordulatszámmal, s így a térfogatárammal arányos frekvenciájú jelet

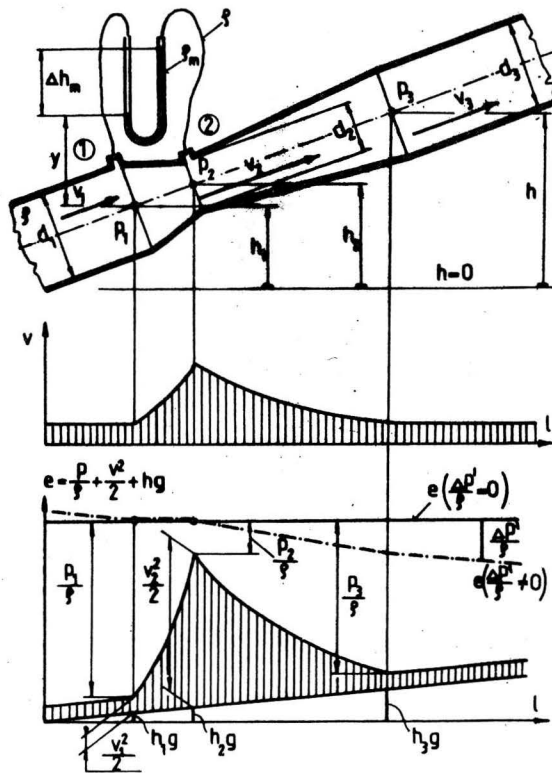


2.48. ábra

Turbinás áramlásmérő

1. ház, 2. rögzítő gyűrű, 3. radiális vezetőlapátok,
4. érzékelő fej, 5. forgó járókerék, 6. egy a csapággyakkal

indukálnak. A jelet számláló berendezéshez vezetjük, amely két mennyiséget jelez ki. Az egyik az időegységre eső jelek számából a térfogatáramot mutatja. A másik, ún. integráló műszer, a beállítható időtől kezdve beérkezett jelek összegéből az ezen idő óta átment térfogatot mutatja. A legtöbb olaj távvezetéken ilyen turbinás áramlásmérővel mérik és ennek alapján számolják el a szállított olaj mennyiségét. Az elektromágneses érzékelővel ellátott turbinás



2.49. ábra
A Venturi-mérő

áramlásmérőben a csőfalat nem kell átfúrni, és így veszélyes folyadékok is biztonságosan mérhetők. A számláló berendezés a mérőhelytől távol helyezhető el, a jelet továbbító kábel ellenállása a frekvenciát nem hamisítja meg. A digitális jeladás jól illeszthető a számítógépes termelésirányításba. Pontossága 0,1 %-on belül van.

A térfogatáramot leggyakrabban szűkítőnyílással, ezen belül is mérőperemmel mérik. A **szűkítőnyílás** elvét a **Venturi-mérő** példáján mutatjuk be (2.49. ábra).

A csőkeresztmetszet szűkítésével (konfúzor) az áramlást felgyorsítjuk és az nyomáscsökkenést okoz. Mérjük a nyomáscsökkenést és abból, valamint a geometriai adatokból a Bernoulli-egyenlet és a folytonosság tétel segítségével számítjuk a sebességet a torokban. A térfogatáram a sebesség és a torok-keresztmetszet felületének szorzata. A levezetés során állandó sűrűségű és egyméretű áramlást, valamint súrlódásmentes fluidumot feltételezünk. Az 1 és 2 index a konfúzor előtt, ill. a torok-keresztmetszetben lévő nyomásmegcsapolások síkjának középpontjára vonatkozik.

Az átmérő viszony:

$$\beta = \frac{d_2}{d_1} \quad (2.108.)$$

A folytonosság törvénye:

$$q = v_1 \frac{d_1^2 \pi}{4} = v_2 \frac{d_2^2 \pi}{4},$$

amiből

$$\frac{v_1}{v_2} = \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 = \beta^2.$$

A Bernoulli-egyenlet:

$$p_1 + \frac{\rho}{2} v_1^2 + h_1 \rho g = p_2 + \frac{\rho}{2} v_2^2 + h_2 \rho g,$$

$$\frac{\rho}{2} (v_2^2 - v_1^2) = \frac{\rho}{2} v_2^2 \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^2 \right] = p_1 - p_2 + (h_1 - h_2) \rho g = \Delta p \quad (2.109.)$$

Ezt a Δp nyomáskülönbséget **mérőnyomásnak** nevezzük.

Az elméleti sebesség:

$$v_{2,elm} = \frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}} \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}}$$

ahol E a belépési tényező:

$$E = \frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}} \quad (2.110.)$$

Az elméleti folyadékcszállítás: $q_{elm} = E \frac{d_2^2 \pi}{4} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$. (2.111.)

Az elhanyagolásokat a **C sebességi tényezővel** vesszük figyelembe. Értékére a szűkítőnyílás típusa szerint az MSZ 1709/14 szabvány ad Re -től és β -tól függő egyenleteket. Például a $D - D/2$ megcsapolású mérőperemre:

$$C = 0,0029\beta^{2.5} \left(\frac{10^6}{Re_D} \right)^{0,75} + 0,0390 \frac{\beta^4}{1 - \beta^4} + 0,0312\beta^{2.1} - 0,0158\beta^3 - 0,1840\beta^8 + 0,5959$$

(2.112.)

Itt a 2.50. ábra jelöléseivel a Reynolds-szám:

$$Re_D = \frac{v_1 D \rho}{\eta}$$

(2.113.)

A sűrűségváltozából eredő hibát az ε **expanziós számmal** korrigáljuk. Értékét szintén a szabványból vesszük. A mérőperem **expanziós száma**, ha $p_2/p_1 \geq 0,75$:

$$\varepsilon = 1 - \left(0,41 + 0,35\beta^4 \right) \frac{\Delta p}{\kappa p_1}$$

(2.114.)

Itt κ az adiabatikus kitevő. Így a valóságos térfogatáram:

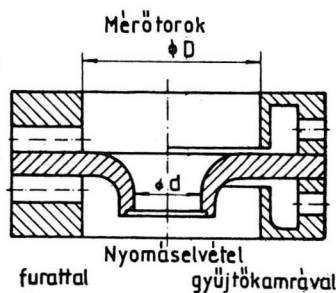
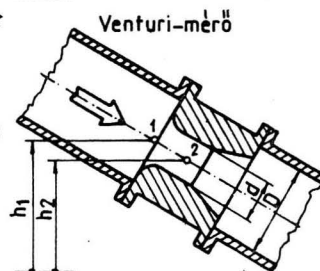
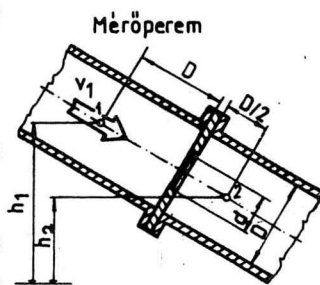
$$q = CE\varepsilon \frac{d^2 \pi}{4} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

(2.115.)

A 2.49. ábra jelöléseivel a mérőnyomás a manométer egyensúlyi egyenletéből:

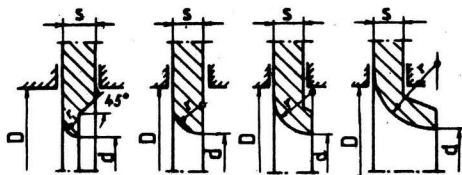
$$p_1 - \gamma \rho g = p_2 - \left[\gamma - (h_2 - h_1) + \Delta h_m \right] \rho g + \Delta h_m \rho_m g$$

és ebből



2.50. ábra
Szűkítőnyílás típusok

$$\Delta p = p_1 - p_2 + (h_1 - h_2) \rho g = \Delta h_m (\rho_m - \rho) g \quad (2.116.)$$



2.51. ábra
Negyedköríves mérőperemek

Az ábrába berajzoltuk az átlagsebesség és a munkaképesség áramlás irányú változását is. Az utóbbinál a súrlódásmentes és a veszteséges esetet is feltüntettük. Látható, a veszteség a nyomást csökkenti, a munkaképesség többi tagja változatlan marad.

A több füzetből álló MSZ 1709 szabvány részletes leírást ad a szűkítőnyílásos mérőberendezés fajtáira, alkalmazási határaitra,

geometriájára, a gyártási tűrésekre, a beépítésre és a mérés módjára.

A szabványos szűkítőnyílás típusok: a mérőperem, a Venturi-mérő és a mérőtorok (2.50. ábra). A típuson belül további altípusok vannak. Például a negyedköríves mérőperemek (2.51. ábra).

A szűkítőnyílással való mérés előnyei: egyszerű szerkezet, nem kell kalibrálni, szabványos. Jogvítás esetben a mérési módszer nem vitatható, csak azt kell bizonyítani, hogy a mérés során a szabvány előírásait betartották. Hátrányai: nem lineáris (a mérőnyomás a térfogatáram négyzetével változik), csak meghatározott, a típustól és a szűkítési viszonytól függő Reynolds-szám tartományban használható.

2.21. példa

A levegő térfogatáramát $D-D/2$ megcsapolású mérőperemmel mérjük.

Adatok: abszolút nyomás a perem előtt: $p_1 = 1,3 \cdot 10^5$ Pa,
a mérőnyomás: $\Delta p = 3000$ Pa,
csőátmérő: $d_1 = 0,1$ m,
az átmérőviszony: $\beta = 0,4$,
az érkező levegő hőmérséklete: $T = 333$ K = 60 °C,
dinamikai viszkozitása: $\eta = 1,96 \cdot 10^{-5}$ kg/ms,
gázállandója: $R = 287$ J/kgK,
adiabatikus kitevője: $\kappa = 1,4$.

A szűkítő nyílás átmérője: $d_2 = \beta d_1 = 0,4 \cdot 0,1 = 0,04$ m .

A belépő levegő sűrűsége: $\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} = \frac{1,3 \cdot 10^5}{287 \cdot 333} = 1,36$ kg/m³ .

A belépési sebességtényező: $E = \frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}} = \frac{1}{\sqrt{1 - 0,4^4}} = 1,013$.

Az expanziós szám:

$$\varepsilon = 1 - \left(0,41 + 0,35\beta^4\right) \frac{\Delta p}{\kappa p_1} = 1 - \left(0,41 + 0,35 \cdot 0,4^4\right) \frac{3000}{1,4 \cdot 1,3 \cdot 10^5} = 0,9931 .$$

A q térfogatáramot szolgáltató 2.115. képletben a C sebességi tényező az átlagsebesség és így a q függvénye. Ezért a térfogatáram csak iterációval határozható meg. Kiindulunk egy, az érvényességi tartományon belül tetszőlegesen felvett Reynolds-számból, ebből sebességi tényezőt, majd térfogatáramot számítunk. Az eljárást addig ismételjük, amíg a két egymást követő térfogatáram 0,1%-nál kisebb mértékben tér el. Az MSZ1709/14 szabvány szerint a $D-D/2$ megcsapolású mérőperemek a $1,26 \cdot 10^6 \beta^2 d_1 \leq Re_D \leq 10^8$ Reynolds-szám tartományban használhatók. Esetünkben ez a tartomány $20160 \leq Re_D \leq 10^8$.

Az iteráció kiindulásaként $Re_{D1} = 10^6$ értéket választunk. A sebességi tényező, a térfogatáram és a Reynolds-szám összefüggéseit az ismert tagok összevonásával számító képletekké alakítjuk. A Reynolds-számtól független rész:

$$C_b = 0,039 \frac{\beta^4}{1 - \beta^4} + 0,0312 \beta^{2,1} - 0,0158 \beta^3 - 0,184 \beta^8 + 0,5959 =$$

$$= 0,039 \frac{0,4^4}{1 - 0,4^4} + 0,0312 * 0,4^{2,1} - 0,0158 * 0,4^3 - 0,184 * 0,4^8 + 0,5959 = 0,6003$$

és a Reynolds-számtól függő rész szorzója:

$$C_R = 0,0029 \beta^{2,5} = 0,0029 * 0,4^{2,5} = 0,00029.$$

A C sebességi tényező számító képlete:

$$C = C_b + C_R \left(\frac{10^6}{Re_D} \right)^{0,75} = 0,6003 + 0,00029 \left(\frac{10^6}{Re_D} \right)^{0,75}$$

A térfogatáram konstansa az adott mérőnyomásonál:

$$Cq = E \varepsilon \frac{d_2^2 \pi}{4} \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho_1}} = 1,013 * 0,9934 \frac{0,04^2 \pi}{4} \sqrt{\frac{2 * 3000}{1,36}} = 0,08395.$$

A q térfogatáram számító képlete:

$$q = Cq * C.$$

A Reynold-szám képletébe bevisszük a q térfogatáramot:

$$Re_D = \frac{v_1 d_1 \rho_1}{\eta} = \frac{4q}{d_1^2 \pi} \frac{d_1 \rho_1}{\eta} = \frac{4 \rho_1}{\pi d_1 \eta} q = C_{Re} q,$$

$$\text{itt } C_{Re} = \frac{4 * 1,36}{0,1 \pi 1,96 * 10^{-5}} = 884080.$$

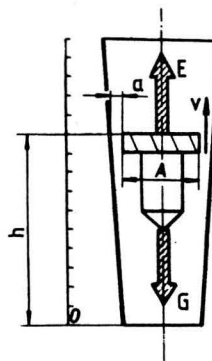
A számítást táblázatban végezzük, kiindulva $Re = 10^6$ értékből:

Re	C	q m ³ /s
1 000 000	0.6006	0.0504
44 577	0.6034	0.0507
44 780	0.6034	0.0507

Már az iteráció második lépése helyes eredményt adott. A mért térfogatáram:

$$q = 0.0507 \text{ m}^3/\text{s}.$$

A 2.52. ábrán vázolt **rotaméter** legfontosabb elemei az enyhén kúpos, fölfelé szélesedő üvegcső és a benne lebegő úszó. Az úszót a felfelé áramló fluidum annál magasabbra emeli, mennél nagyobb a térfogatáram. Az



2.52. ábra
Rotaméter

úszó helyzetét (h) az üvegcsőre maratott skálán olvassuk le. A rotamétert mindig pontosan függőleges helyzetben használják, az áramlás alulról felfelé halad.

A lebegő úszóra két erő hat. A felfelé mutató E ellenálláserő és az úszónak a fluidumban mért, lefelé mutató G súlya.

Az úszó egy helyben lebeg, ha $E = G$:

$$c_e A \frac{\rho}{2} v^2 = V(\rho_a - \rho)g \quad . \quad (2.117.)$$

Itt A és V az úszó áramlásirányra merőleges szelvénye és a térfogata, ρ és ρ_a a fluidum illetve az úszó sűrűsége, v a fluidum sebessége az a keresztmetszetű, gyűrű alakú szelvényben.

A fluidum sebessége:

$$v = \sqrt{\frac{V}{A} \frac{2g}{c_e} \frac{\rho_a - \rho}{\rho}} \quad ,$$

az átfolyó térfogatáram:

$$q = av = a \sqrt{\frac{V}{A} \frac{2g}{c_e} \frac{\rho_a - \rho}{\rho}} \quad (2.118.)$$

A rotamétert az üvegcsövön maratással feltüntetett ρ_k sűrűségű fluidummal kalibrálják, ami annyit jelent, hogy az úszó állásánál a skálán leolvasható q_{sk} térfogatáram akkor a valódi térfogatáram, ha az átáramló fluidum sűrűsége ρ_k :

$$q_{sk} = a \sqrt{\frac{V}{A} \frac{2g}{c_e} \frac{\rho_a - \rho_k}{\rho_k}} \quad . \quad (2.119.)$$

Ha a fluidum ρ sűrűsége eltér a kalibráló fluidum ρ_k sűrűségétől, akkor a valódi térfogatáramot a két fenti egyenlet hányadosából nyert alábbi összefüggéssel kell meghatározni:

$$q = q_{sk} \sqrt{\frac{\rho_k (\rho_a - \rho)}{\rho (\rho_a - \rho_k)}} \quad . \quad (2.120.)$$

Gázok sűrűsége az úszó mellett elhanyagolható, ezért gázok térfogatáramának mérésekor:

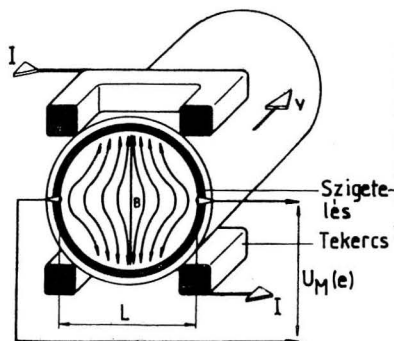
$$q = q_{sk} \sqrt{\frac{\rho_k}{\rho}} \quad (2.121.)$$

Viszkózus folyadékok mérésekor a viszkozitás hatását a gyári előírások szerint külön figyelembe kell venni.

2.22. példa

A $\rho = 1200 \text{ kg/m}^3$ sűrűségű folyadék tömegáramát rotaméterrel mérjük. A rotamétert $\rho_k = 1000 \text{ kg/m}^3$ sűrűségű folyadékkal kalibrálták. A viszkozitás hatása elhanyagolható. Az úszó sűrűsége $\rho_a = 4000 \text{ kg/m}^3$. A skálán $q_{sk} = 0,01 \text{ m}^3/\text{s}$ térfogatáramot olvasunk le. Határozzuk meg az átáramló tömegáramot!

$$m_t = \rho q = \rho q_{sk} \sqrt{\frac{\rho_k(\rho_a - \rho)}{\rho(\rho_a - \rho_k)}} = 1200 * 0,01 \sqrt{\frac{1000(4000 - 1200)}{1200(4000 - 1000)}} = 10,58 \text{ kg/s}.$$



2.53. ábra
Elektromágneses áramlásmérő

Az **elektromágneses áramlásmérő** (2.53. ábra) az indukció elvén működő áramlásmérő műszer. A tekercsek által keltett B erősségű mágneses erőterben a rá merőlegesen áramló folyadék az áramlás v átlagsebességével arányos U_M feszültségkülönbséget indukál az egymástól L távolságra lévő, a szigetelő rétegbe ágyazott elektródok között:

$$U_M = K_M B v L, \quad (2.122.)$$

ahol K_M a műszerállandó.

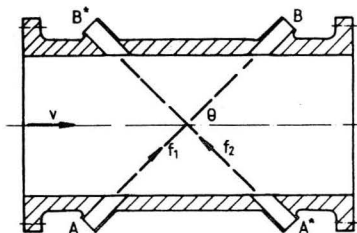
A feszültségkülönbséget felerősítik és a térfogatáramot mutató vagy regisztráló műszerrel jelzik ki. A folyadék villamos

vezetőképességének $1 \mu\text{S}/\text{cm}$ -nél nagyobbak kell lenni.

Az elektromágneses mérőben nincs mozgó alkatrész, így érzéketlen a közeg szennyezéseivel és a megzavart hozzááramlással szemben. A viszkozitás, a hőmérséklet és a sűrűség nem befolyásolja a mérést. A mérési hiba a skála végérték 0,5%-a.

Az **ultrahangos áramlásmérő** (2.54. ábra) mérési elve a következő:

Két hangforrás - A és A^* - ultrahangot sugároz a mérőcsőben áramló folyadékon keresztül a B és B^*



2.54. ábra
Ultrahangos áramlásmérő

vevőkhöz. Az adók és vevők közötti távolságból és az adás és vétel közötti időből az f_1 és f_2 ultrahang sugarak terjedési sebessége számítható. Az áramlás által segített f_1 gyorsabban halad, mint az áramlás által fékezett f_2 . A sebességkülönbség a fluidum átlagsebességével arányos. A készülék mérési hibája kb. 1%.

A **membrános száraz gázóra**: A 2.55. ábrán kétkamrás membrános szelepes száraz gázóra látható. Az I. és II. kamrában egy-egy bőrmembrán jobbra és balra mozog és felváltva meghatározott térfogatú gázt szív be, majd kiszorít. A szelepeket maguk a gáz által mozgatott membránok vezérik az ábrán nem látható mechanizmussal. Az ábrán látható helyzetben a II.b. kamra éppen megtelt és a II.a. kamra éppen kiürült. Az I.a. kamra éppen telik, az I.b. ürül. A membránok löketét számlálómű számolja. Mérési hibája kb. 2%. Nyomásvesztése légköri állapotú és névleges térfogatáramú levegő szállításakor 100-150 Pa. A **Pitot-cső** ismertetése előtt definiáljuk az alábbi fogalmakat:

A **dinamikus nyomás**: A vizsgált pontban uralkodó v sebességnek megfelelő nyomás:

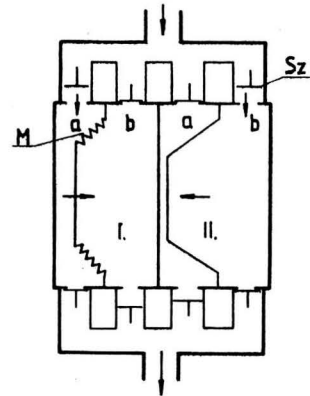
$$p_{din} = \frac{\rho}{2} v^2 . \quad (2.123.)$$

A **statikus nyomás** fogalma alatt az áramló közegben uralkodó nyomást értjük. Párhuzamos áramlásban az áramlás irányára merőlegesen a nyomás, eltekintve a nehézségi erőtér okozta változástól, állandó. Ha nem így lenne, akkor a nyomásváltozásból eredő, az áramlás irányára merőleges erő megváltoztatná az eredetileg egyenes irányú folyadékmozgást. Csőben, **kialakult áramlásban**, vagyis amikor a csőhossz mentén a sebességprofil állandó, az áramlás párhuzamos. Ennek következtében a cső bármely tengelyre merőleges keresztmetszetében a nyomás, a nehézségi erőtér okozta változástól eltekintve, állandó. Azt mondjuk: a keresztmetszetben a statikus nyomás állandó. Csőben a p_{st} statikus nyomás a falban kiképzett nyomásmegcsapoláson mérhető (2.56. ábra).

Az **össznyomás** (torlónyomás) a statikus és a dinamikus nyomás összege:

$$p_{\sigma} = p_{st} + p_{din} . \quad (2.124.)$$

A Pitot-cső (2.56. ábra) a helyi sebesség mérésére alkalmas össznyomásmérő szonda.



2.55. ábra
Membrános száraz gázóra

A szonda torok-keresztmetszetét a mérni kívánt pontba, - az ábrán a csőfaltól y távolságra - a sebességgel szembeállítjuk, ügyelve arra, hogy a Pitot-cső tengelye egybeessen az áramlás irányával. A cső falán a mérési keresztmetszetben statikus nyomást mérő furatot készítünk. A Pitot-cső és a statikus megcsapolás közötti nyomáskülönbséget U-csöves manométerrel mérjük. A szonda torok-keresztmetszetében a fluidum áll. Írjuk fel a Bernoulli-egyenletet az áramvonalnak az ábrán 1 és 2-vel jelölt pontja között:

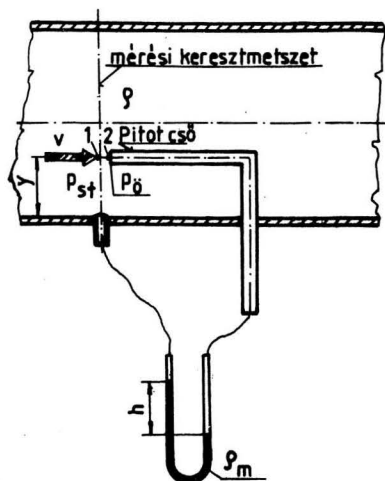
$$p_{st} + \frac{\rho}{2}v^2 = p_{\delta} \quad (2.125.)$$

Látható, a szonda torok-keresztmetszetében az össznyomás uralkodik. Az U-csővel mért nyomáskülönbség a dinamikus nyomással egyenlő. Így az áramlás sebessége:

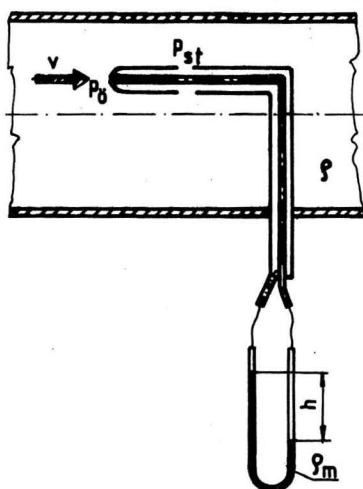
$$v = \sqrt{\frac{2(p_{\delta} - p_{st})}{\rho}} \quad (2.126.)$$

A manométer egyensúlyi egyenletéből a mért nyomáskülönbséget kifejezve a sebességre írható:

$$v = \sqrt{\frac{2gh(\rho_m - \rho)}{\rho}} \quad (2.127.)$$



2.56. ábra
Pitot-cső



2.57. ábra
Prandtl-cső

A **Prandtl-cső** (2.57. ábra) dinamikus nyomást mérő szonda. A Pitot-csőtől annyiban különbözik, hogy a statikus nyomást mérő furatok magán a szondán vannak kiképezve az orrpont mögött olyan távolságban, ahol az orr-rész által okozott zavarás már elenyészik.

2.11. Irodalom a 2. fejezethez

- Bohl, W.: Műszaki áramlástan
Műszaki Könyvkiadó Budapest, 1983.
- Flowtech AG: Durchfluss Fibel .
1985.
- Fox, R.W., McDonald, A.T.:
Introduction to Fluid Mechanics, Third Edition
John Wiley & Sons New York, 1985.
- Gruber J., Blahó M.: Folyadékok mechanikája VI. kiadás.
Tankönyvkiadó Budapest, 1962.
- Tanszéki Munkaközösség: Géplaboratóriumi praktikum
Tankönyvkiadó Budapest, 1973.
- Verba A.: Vegyipari áramlástan
Műegyetemi Kiadó Budapest, 1994.
- Zoebl, H., Kruschik, J.: Áramlás csövekben és szelepekben
Műszaki Könyvkiadó Budapest, 1986.

3. FOLYADÉKOK ÉS GÁZOK SZÁLLÍTÁSA

3.1. A szállítási feladat

A folyadékot vagy gázt szállító gépek osztályozása a szállított fluidum szerint:

1. A **szivattyú** folyadékot szállít, és eközben megnöveli a folyadék munkaképességét, ezáltal lehetővé teszi, hogy a folyadék a kisebb nyomású térből nagyobb nyomásúba, alacsonyabbról magasabbra áramoljék.
2. A **ventilátor** közel légköri nyomású gázt 5000...10000 Pa nyomáskülönbség ellenében szállít. A ventilátorban a sűrűség változása elhanyagolható.
3. A **fúvó** gázt szállít 2 bar-nál kisebb nyomáskülönbség ellenében. Nem igényel külön hűtést. A fúvón belül a sűrűségváltozás nem hanyagolható el.
4. A **kompresszor** 2 bar-nál nagyobb nyomáskülönbség ellenében szállít gázt. A nagy kompresszió sok hőt termel, ezért hűtést igényel. A sűrűségváltozás itt sem hanyagolható el.
5. A **vákuumszivattyú** gázt szív ki valamely légkörinél kisebb nyomású térből vákuum létesítése vagy fenntartása végett.

A folyadékot vagy gázt szállító gépeket működési elvük szerint is szokás osztályozni:

1. Az **örvényszivattyúban**, fúvóban vagy kompresszorban lapátokkal ellátott forgó járókerék (3.6. ábra) ad át munkát a rajta átáramló fluidumnak.
2. A **térfogat-kiszorítás elvén** működő fluidumot szállító gép a körülhatárolt munkatér (pl. henger) térfogatának periodikus növelésével, majd csökkentésével szállítja a fluidumot. A térfogat változtatását a kiszorító elem végzi. A térfogat növelésekor a fluidum a munkatérbe beszívódik, majd annak csökkentésekor onnan kiszorul.
 - 2.1. A **dugattyús gépben** a kiszorító elem membrán vagy hengeres testű dugattyú, amely egyenes vonalú lengő mozgást végez.
 - 2.2. A **forgódugattyús gép** házában változatos alakú és számú kiszorító elem összehangolt forgása létesíti a periodikusan csökkenő és növekvő szívó- és nyomótereket.
3. Az **egyéb elven működő gépek**: pl. az injektor, a montejus, stb.

A folyadékot vagy gázt szállító gép *munkagép*. Üzemi jellemzői:

1. A szállított fluidum mennyisége (a q térfogatáram vagy az \dot{m} tömegáram)
2. A hasznosítható fajlagos munka és energia növekedése a gépben. Szivattyúban és ventilátorban ez a munkaképesség-növekedés. Fúvóban, ventilátorban és vákuumszivattyúban elvileg az összentalpia-növekedés, de a gyakorlatban a $\Delta p = p_n - p_s$ nyomásnövekedést vagy a p_n/p_s nyomásviszonyt használják.
3. A gép hajtásához szükséges teljesítmény
4. A hatásfok
5. A működési sebesség
6. Az üzemet korlátozó körülmények (pl. a kavitáció vagy a pumpálás)

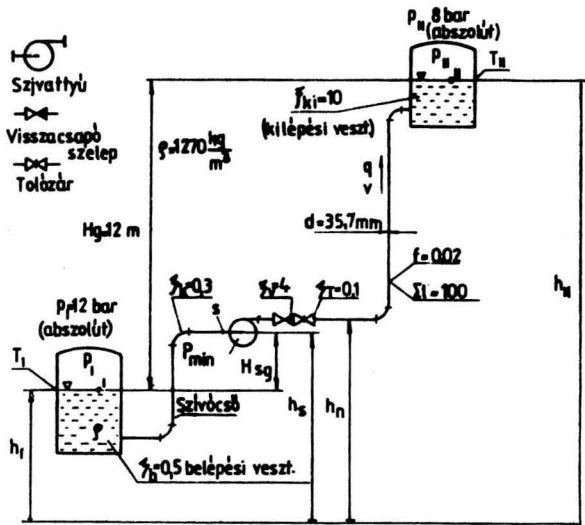
A szállítási feladatot a vegyi üzemben jelentkező és a 3.1. ábrán vázolt szivattyúzási feladaton mutatjuk be. Előírt q térfogatáramú folyadékot kell a T_I jelű és p_I nyomású tartályból a T_{II} jelű és p_{II} nyomású készülékbe szállítani. A T_I tartály alacsonyabban áll, mint T_{II} , p_I kisebb, mint p_{II} , ezért a folyadék magától nem áramlik. A folyadék a szivattyúba a szívócsonton lép be és a nyomócsonton át távozik. A folyadék állapotjelzőit a szívócsonton s , a nyomócsonton n , a T_I tartályban I és a T_{II} készülékben II indexszel jelöljük.

Az ábrán vázolt berendezés két fő részből áll:

1. A szivattyú megnöveli a folyadék munkaképességét, ezáltal lehetővé teszi, hogy a folyadék kisebb nyomású térből nagyobb nyomásúba, alacsonyabbról magasabbra áramoljék. A szivattyút valahonnan vásároljuk és megkapjuk hozzá a szivattyú üzemi jellemzőit.
2. A szívóoldali tartályból, a szívó- és nyomóoldali csővezetékéből és esetleg a nyomóoldali tartályból álló **berendezést** (amely még nem tartalmazza a szivattyút) a vegyi üzem technológiai szempontjainak megfelelően alakítjuk ki.

A szivattyúzási feladat megoldása során olyan szivattyút választunk és építünk be a berendezésbe, amely képes a technológia által előírt térfogat- vagy tömegáram szállítására. A következőkben megadott módon összevetjük a szivattyú szállítómagasságát a berendezés csővezeték-jelleggörbéjével és ebből meghatározzuk a szivattyúból és a berendezésből álló **rendszer** munkapontját. A munkapont megadja a rendszeren átáramló térfogatáramot, és ennek ismeretében eldönthetjük, hogy a rendszer alkalmas-e a technológiai feladat elvégzésére.

A 3.1. ábra példaképpen szivattyú által kiszolgált rendszert mutat. Látni fogjuk,



3.1. ábra
Szivattyú-berendezés

hogy az itt kidolgozott eljárás kis módosításokkal a többi fluidumot szállító gépre is alkalmazható lesz.

A következőkben a **csővezeték-jelleggörbét** értelmezzük. Ehhez először a szivattyú szállítómagasságának definíciójára van szükségünk.

A **szállítómagasság** (H , m) a súlyegységnyi folyadék munkaképességének növekedése a szivattyúban:

$$H = \frac{p_n - p_s}{\rho g} + \frac{v_n^2 - v_s^2}{2g} + h_n - h_s. \quad (3.1.)$$

A **berendezés szállítómagasság-igénye** (H_b , m) a szívó- és nyomóoldali folyadéktárolóból és az őket összekötő csővezetékéből álló berendezésnek a szivattyú szállítómagasságával szemben támasztott igénye annak érdekében, hogy a berendezésen a kívánt térfogatáram áramoljék át.

H_b meghatározásához feltételezzük, hogy a szivattyú éppen az igényelt szállítómagassággal dolgozik: $H = H_b$. A 3.1. ábra alapján írjuk fel a Bernoulli-egyenletet a I pont és a szivattyú "s" szívócsonkja, valamint a szivattyú "n" nyomócsonkja és a II pont között:

$$\frac{p_I}{\rho g} + \frac{v_I^2}{2g} + h_I = \frac{p_s}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} + h_s + \frac{\Delta p'_s}{\rho g}, \quad (3.2.)$$

$$\frac{p_n}{\rho g} + \frac{v_n^2}{2g} + h_n = \frac{p_{II}}{\rho g} + \frac{v_{II}^2}{2g} + h_{II} + \frac{\Delta p'_n}{\rho g}. \quad (3.3.)$$

Itt $\Delta p'_s / \rho g$ és $\Delta p'_n / \rho g$ a folyadék veszteségmagassága a szívó- és a nyomócsőben. A kettő összege a két csőszakasz együttes veszteségmagassága:

$$\frac{\Delta p'_s}{\rho g} + \frac{\Delta p'_n}{\rho g} = \frac{\Delta p'}{\rho g}. \quad (3.4.)$$

Adjuk össze és rendezzük a 3.2. és 3.3. egyenletet, helyettesítsük be a $H_g = h_{II} - h_I$ és a 3.4. kifejezéseket:

$$\frac{p_n - p_s}{\rho g} + \frac{v_n^2 - v_s^2}{2g} + (h_n - h_s) = \frac{p_{II} - p_I}{\rho g} + H_g + \frac{v_{II}^2 - v_I^2}{2g} + \frac{\Delta p'}{\rho g}. \quad (3.5.)$$

Az egyenlet baloldala a szállítómagasság, amely a munkapontban megegyezik a berendezés szállítómagasság-igényével, s így a berendezés szállítómagasság-igénye:

$$H_b = \frac{p_{II} - p_I}{\rho g} + H_g + \frac{v_{II}^2 - v_I^2}{2g} + \frac{\Delta p'}{\rho g}. \quad (3.6.)$$

A $H_g = h_{II} - h_I$ magasságkülönbséget **geodetikus szállítomagasságnak** nevezzük. A 3.6. kifejezés jobb oldalának első két tagja független a folyadékshállításától. Összegük a **statikus szállítomagasság**:

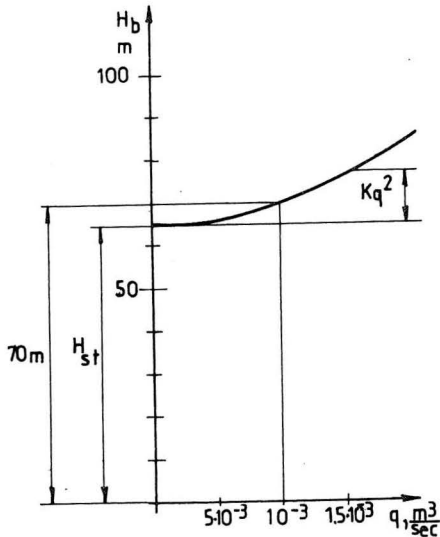
$$H_{st} = \frac{p_{II} - p_I}{\rho g} + H_g. \quad (3.7.)$$

A 3.6. összefüggés jobb oldalának utolsó két tagja turbulens áramlásban a térfogatáram négyzetével arányos:

$$\frac{v_{II}^2 - v_I^2}{2g} + \frac{\Delta p'}{\rho g} = Kq^2, \quad (3.8.)$$

$$H_b = H_{st} + Kq^2. \quad (3.9.)$$

A **csővezeték-jelleggörbe** a berendezés szállítomagasság-igényét a térfogatáram függvényében ábrázoló görbe (3.2. ábra).



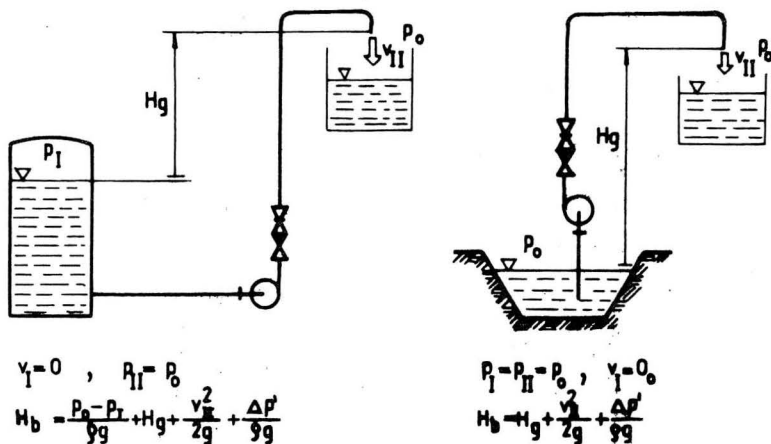
3.2. ábra
A csővezeték-jelleggörbe

A 3.1. ábrán a rendszer kezdetét és végét kijelölő I és II pontok a szabad felszínen vannak. Ha a folyadékszintek nem változnak, $v_I = 0$ és $v_{II} = 0$, így a 3.6. összefüggés jobb oldalának harmadik tagja elmarad. Ebben az esetben l_e egyenértékű csőhosszat feltételezve a 3.8. és 3.9. egyenletekben szereplő K állandó a 2.49. egyenletből a

$$q = \frac{vd^2\pi}{4} \quad \text{kifejezésből:}$$

$$K = \frac{8f l_e}{g\pi^2 d^5}. \quad (3.10.)$$

További szokásos elrendezést a 3.3 ábra mutat.



3.3. ábra

Szivattyú-berendezés elrendezések

3.1. példa.

Rajzoljuk fel a 3.1. ábrán látható berendezés csővezeték-jelleggörbéjét! A szivattyú kénsavat szállít. A jelleggörbén jelöljük meg a $q = 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ maximális térfogatáram szállításához igényelt szivattyú-szállítómagasságot.

A berendezés szállítómagasság-igénye ($v_I = v_{II} = 0$):

$$H_b = \frac{p_{II} - p_I}{\rho g} + H_g + \frac{\Delta p'}{\rho g} = H_{st} + Kq^2,$$

$$H_{st} = \frac{p_{II} - p_I}{\rho g} + H_g = \frac{8 \cdot 10^5 - 1,2 \cdot 10^5}{1270 \cdot 9,81} + 12 = 66,6 \text{ m}.$$

A K állandó meghatározásához a v sebességet fejezzük ki a q térfogatáram és az $A = d^2 \pi / 4$ csőkeresztmetszet hányadosaként: $v = q/A$. Esetünkben, mivel $v_{II} = v_I = 0$:

$$Kq^2 = \frac{\Delta p'}{\rho g} = \left(f \frac{\sum l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{v^2}{2g} = \left(f \frac{\sum l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{1}{2gA^2} q^2,$$

$$\sum \zeta = \zeta_b + 4\zeta_k + \zeta_v + \zeta_T + \zeta_{ki} = 0,5 + 4 \cdot 0,3 + 4 + 0,1 + 1 = 6,8,$$

$$A = \frac{d^2 \pi}{4} = \frac{0,0375^2 \pi}{4} = 10^{-3} \text{ m}^2,$$

$$K = \left(0,02 \frac{100}{0,0357} + 6,8 \right) \frac{1}{2 \cdot 9,81 \cdot 10^{-6}} = 3,2 \cdot 10^6 \frac{\text{s}^2}{\text{m}^5}.$$

A csővezeték-jelleggörbe (3.2. ábra) egyenlete:

$$H_b = 66,6 + 3,2 \cdot 10^6 q^2.$$

Itt q -t m^3/s -ban kell behelyettesíteni és H_b -t m -ben kapjuk.

Az ábráról a $q = 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ térfogatáramú kénsv szállításhoz szükséges szállítómagasság $H_b = 70 \text{ m}$.

A szivattyú megnöveli a rajta áthaladó folyadék nyomását. Ez a növekedés azonban nem monoton. A folyadék nyomása a szívócsonkból kiindulva először csökken, elér egy minimumot (p_{\min}), majd ismét nő. E folyadék rész nyomásának változását a szivattyún belül a 3.4. ábra mutatja. A folyadék az s jelű szívócsonkon lép be a szivattyúba p_s nyomással. A nyomás először csökken, eléri a p_{\min} legkisebb nyomást, majd növekedni kezd. Végül a folyadék az n jelű nyomócsonkon lép ki p_n nyomással.



3.4. ábra

A nyomás változása a szivattyúban

A **kavitáció** gőzbuborék képződése és megszűnése az áramló folyadékban.

Ha a folyadék csökkenő nyomása a szivattyúban eléri a hőmérsékletének megfelelő telítettgőz nyomását (tenzióját), akkor a folyadékban gőzbuborékok keletkeznek. A telített gőznyomásnál nagyobb nyomású helyre érve a buborék hirtelen összeroppan. A falnál összeroppanó buborék kis felületre lokalizált több száz bar intenzitású szabálytalanul váltakozó nagy frekvenciájú ütést mér a falra, amelyből először igen apró, majd nagyobb részecskék szakadnak ki, ún. kavitációs erózió keletkezik. A falfelület lyukacsossá válik és végül egészen nagy darabok törhetnek le. A kavitáció károsan befolyásolja a gép üzemi jellemzőit és élettartamát, ezért néhány különleges esettől eltekintve igyekeznek elkerülni.

A következőkben a 3.1. ábra jelöléseivel Bernoulli-egyenletet írunk fel a szívóoldali folyadékfelszín I jelű pontja és a szivattyú szívócsonkjának középpontja között, feltételezve, hogy a legkisebb nyomású pontban a nyomás a telített gőz nyomással egyenlő ($p_{\min} = p_v$):

$$\frac{p_I}{\rho g} + h_I = \frac{p_s}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} + h_s + \frac{\Delta p_{sz}}{\rho g} \quad (3.11.)$$

Itt v_s az átlagsebesség a szívócsonkban, Δp_{sz} a nyomásvesztés a szívócsőben.

A **geodetikus szívómagasság** a szívócsonk középpontjának és a szívóoldali folyadékszintnek a magasságkülönbsége:

$$H_{sg} = h_s - h_l, \quad (3.12.)$$

pozitív, ha a szivattyú szívócsonkja a folyadékszint felett van.

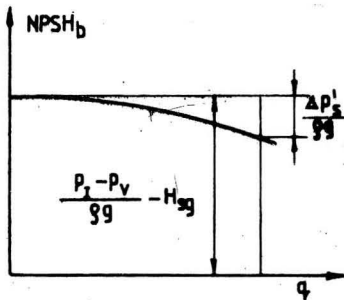
A 3.11. egyenlet mindkét nyomástagjából levonjuk a $p_{min} = p_v$ egyenlőség egyik tagját és figyelembe vesszük a 3.12. definíciót:

$$\frac{p_l - p_v}{\rho g} - H_{sg} - \frac{\Delta p_s'}{\rho g} = \frac{p_s - p_{min}}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g}. \quad (3.13.)$$

Az egyenlet csak akkor igaz, ha a szivattyúban a p_{min} legkisebb nyomás egyenlő a folyadék telített gőzének p_v nyomásával. Ez az állapot a kavitáció, vagyis a buborékok keletkezésének feltétele.

A 3.13. egyenlet jobb oldala csak a szivattyú adataitól függ és a szivattyú kavitációs tulajdonságaira jellemző mennyiség:

$$NPSH = \frac{p_s - p_{min}}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g}. \quad (3.14.)$$



3.5. ábra
A berendezés szívómagasság
görbéje

Az **NPSH** jelölés az angol net positive suction head kifejezés kezdőbetűiből alkotott betűszó. Kialakult magyar elnevezése nincs, mi **belső nyomásesésnek** nevezük. Állandó fordulatszámokon az **NPSH** a térfogatáram függvénye. A szivattyú annál kevésbé érzékeny a kavitációra, vagyis annál jobb **szívóképességű** mennél kisebb az **NPSH**. Kisebb fordulatszámhoz kisebb **NPSH** tartozik.

Az egyenlet baloldala adott folyadék esetén csak a berendezés, tehát a csővezeték és a tartály adataitól függ. Ez a berendezés **NPSH**-ja, amit **NPSH_b**-vel jelölünk, és amely a berendezés oldaláról befolyásolja a kavitáció keletkezését. Magyar neve a **berendezés szívómagassága**:

$$NPSH_b = \frac{p_l - p_v}{\rho g} - H_{sg} - \frac{\Delta p_s'}{\rho g}. \quad (3.15.)$$

Nem fog fellépni kavitáció, ha $p_{min} > p_v$, ami a 3.14. és 3.15. definíciók szerint az $NPSH < NPSH_b$ feltétellel egyenértékű. A berendezés szívómagasságát leíró (3.15.) összefüggés első két tagja független a térfogatáramtól, a harmadik tag pedig a térfogatáram négyzetével változik (3.5. ábra).

A kavitáció teljes kiküszöbölése sok esetben csak tetemes mély- vagy magasépítési költségek árán lehetséges. Általában 1...2%-os hatásfok- vagy szállítómagasság-csökkenést szoktak megengedni.

3.2. példa.

Határozzuk meg a 3.1. ábrán bemutatott berendezés szívómagasságának egyenletét! A geodetikus szívómagasság: $H_{sg} = 2$ m. A szívóvezeték hossza $l_s = 5$ m. A kénsva telített gőzének nyomása $p_v = 1460$ Pa abszolút.

$$NPSH_b = \frac{p_1 - p_v}{\rho g} - H_{sg} - \frac{\Delta p_s}{\rho g} = \frac{p_1 - p_v}{\rho g} - H_{sg} - K_s q^2,$$

$$\frac{p_1 - p_v}{\rho g} - H_{sg} = \frac{1,2 \cdot 10^5 - 1460}{1270 \cdot 9,81} - 2 = 7,51 \text{ m},$$

$$\frac{\Delta p_s}{\rho g} = \left(f \frac{l_s}{d} + \zeta_b + 2\zeta_k \right) \frac{8}{d^4 \pi^2 g} q^2 = K_s q^2,$$

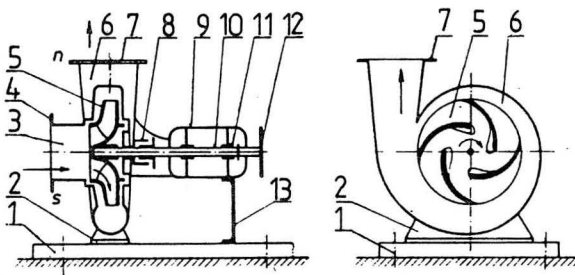
$$K_s = \left(0,02 \frac{5}{0,0357} + 0,5 + 2 \cdot 0,3 \right) \frac{8}{0,0357^4 \pi^2 9,81} = 1,984 \cdot 10^5.$$

A berendezés szívómagasságának egyenlete: $NPSH_b = 7,51 - 1,984 \cdot 10^5 q^2$.

3.2. Az örvényszivattyú szerkezete, működése és jelleggörbéi

Az örvényszivattyúban a folyadék munkaképességét forgó járókerék növeli meg felhasználva a szivattyú tengelyén hozzávezetett mechanikai teljesítményt.

Az egyfokozatú csigaházaz örvényszivattyú vázlatát a 3.6. ábra, szerkezeti főmetszetét a 3.7. ábra mutatja. A folyadék a szívócsonkon lép be a szivattyúba és a szívótéren át a járókerékbe jut.



3.6. ábra

Az egyfokozatú csigaházaz örvényszivattyú vázlata

1: alapkeret 2: talp 3: szívótér 4: szívócsonk

5: járókerék 6: csigaház 7: nyomócsonk

8: tengely-tömítés 9: csapágybak 10: tengely

11: csapágy 12: tengelykapcsoló 13: támasztóláb

A 3.7. ábra vegyipari szivattyút mutat. A vegyipar a víztől eltérő tulajdonságú, sokszor korrodáló, mérgező vagy gyúlékony folyadékokat szállító szivattyúkkal szemben fokozott követelményeket támaszt. Ezek: 1. A korrózió-állóság. A szivattyú szerkezeti anyagát a folyadék figyelembevételével választják.

2. Robusztus kivitel.

3. Folyadékhoz igazodó,

esetenként hűthető vagy fűthető tengelytömítés.
4. A kopásnak és meghibásodásnak kitett alkatrészek gyors cserélhetősége.

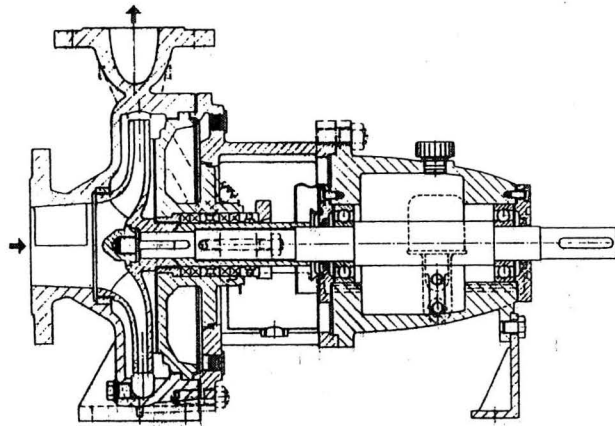
A **járókerék** (3.8. ábra) a szivattyú energia-átalakító, lapátozott forgórésze. Az ábrán a bal oldali kép a meridiánmetszet, amely a lapátot bordának tekinti és a meridián síkba beforgatva ábrázolja.

A jobb oldali kép a járókeréknek az előlap eltávolításával képzett torz metszete. A forgó járókerék lapátjai a folyadékot forgásra készítik. A lapát +++-kel jelölt nyomott oldala maga előtt tolja, a --szívott oldala pedig maga után szívja a folyadékot. A forgás következtében a folyadék nyomása a járókerék kilépő felületén megnő, a belépőben lecsökken. Mihelyt a kilépő felületen a nyomás meghaladja a csatlakozó tér nyomását, belülről kifelé áramlás indul meg a járókerék csatornáiban.

A **csigaház** (3.6. ábra) a járókereket körülvevő, növekvő keresztmetszetű házrész. A járókerekből kilépő folyadékot összegyűjti és a nyomócsonkhoz vezet, közben a folyadék lassításával növeli a nyomást.

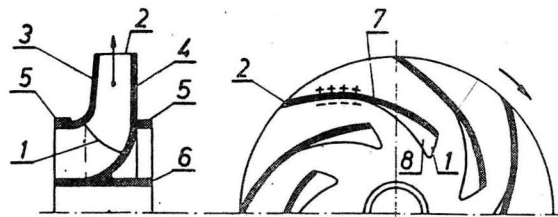
A folyadék munkaképességének növeléséhez szükséges mechanikai munka a hajtómotortól a **tengelykapcsolón** és a **tengelyen** keresztül jut el a járókerékhez. A járókerékből, tengelyből és tengelykapcsolóból álló, forgómozgást végző együttest forgórésznek nevezzük. A forgórészt a **csapágyak** tartják. A szivattyúházból kilépő tengelyt a **tömszelence** tömíti.

A **csapágybak** a csapágyakat viselő házrész. Az **alappkeret** (alaplemez) a szivattyút és a hajtómotort tartó, többnyire a beton alapozott csavarozott öntöttvas vagy hegesztett szerkezet.



3.7. ábra —

Egyfokozatú csigaházás vegyipari szivattyú



3.8. ábra

A járókerék

1: belépőél 2: kilépő él 3: előlap

4: hátlap 5: résgyűrű 6: agy

7: a lapát nyomott oldala 8: szívott oldal

Az örvényszivattyú üzemét a következő **üzemi jellemzők** írják le:

A **folyadékszállítás** (q , m³/s) a szivattyú nyomócsonkjából kiáramló térfogatáram.

A **szállítómagasság** (H , m) a súlyegységnyi folyadék munkaképességének növekedése a szivattyúban:

$$H = \frac{P_n - P_s}{\rho g} + \frac{v_n^2 - v_s^2}{2g} + h_n - h_s. \quad (3.16.)$$

Itt p a nyomás a csomk középpontjában, v az átlagsebesség a csomkban, h a csomk középpontjának magassága a tetszőlegesen választott alapszinttől. Az s és n indexek a szívó- ill. a nyomócsomkra utalnak. A szívócsomkkal nem rendelkező, közvetlenül az alvízből szívó szivattyúnál az s index az alvízszintre vonatkozik.

A **szivattyú hajtóteljesítménye** (bevezetett teljesítmény, tengelyteljesítmény), (P , kW) a hajtómotortól a tengelykapcsolón át a szivattyúnak átadott teljesítmény.

A **szivattyú hasznos teljesítménye** (P_h , kW) a folyadékkal közölt, hasznosnak tekintett teljesítmény. A ténylegesen hasznosítható teljesítmény a feladattól is függ. Az egységes használat végett a következő nemzetközileg elfogadott definíciót használják:

$$P_h = q\rho gH. \quad (3.17.)$$

A **szivattyú hatásfoka** (η) a hasznos teljesítmény és a hajtóteljesítmény hányadosa:

$$\eta = \frac{P_h}{P} = \frac{q\rho gH}{P}. \quad (3.18.)$$

A **villamos teljesítményigény** (P_v , kW) a szivattyút hajtó villamos motor által az elektromos hálózathoz felvett teljesítmény, amely, ha villamos motor hatásfoka η_{mot} :

$$P_v = \frac{P}{\eta_{mot}}. \quad (3.19.)$$

A **fordulatszám** (n) a forgórész időegység alatt megtett körfordulásainak száma. Mértékegysége az SI mértékrendszerben 1/s. A gyakorlatban azonban a percnkénti fordulatszám (1/min) terjedt el.

A **belső nyomásesés** ($NPSH$) a szivattyú kavitációs tulajdonságaira jellemző mennyiség. Részletesen a 3.1. pontban tárgyaltuk. Definíciója:

$$NPSH = \frac{p_s - p_{\min}}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} \quad (3.20.)$$

A szivattyú jelleggörbe (3.9. ábra) a szivattyú üzemi jellemzőinek kapcsolatát ábrázoló diagram. Többnyire az $n = \text{áll.}$ fordulatszámhoz tartozó H szállítómagasság, az η hatásfok és a P hajtóteljesítmény görbéket szokás megadni a q folyadékszállítás függvényében.

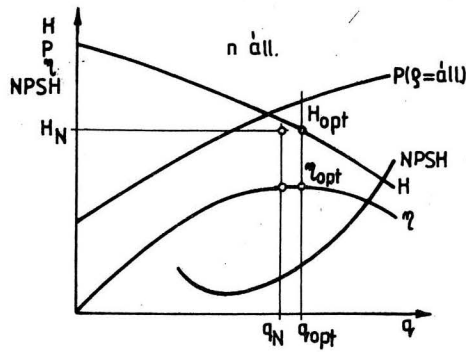
Az NPSH görbét ritkán közlik. A felhasználónak viszont szüksége van rá, ezért célszerű a gyártótól utólag megszerezni.

A szivattyú $H = H(q)$ jelleggörbéjét fojtásgörbének hívják. A fojtásgörbe és a hatásfok-görbe független a szállított folyadék sűrűségétől, és ha $v < 15$ cSt, a kinematikai viszkozitástól is. A hajtóteljesítmény egyenesen arányos a folyadék sűrűségével. Ez a 3.18. összefüggés átrendezett alakjából közvetlenül belátható:

$$P = \frac{q \rho g H}{\eta} \quad (3.21.)$$

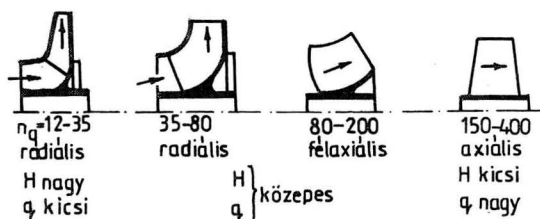
Az **optimális pont** (opt index) a szivattyú legjobb hatásfokú pontja. A **névleges pont** (N index). Minden szivattyún van egy adattábla, amelyen feltüntetik a q_N névleges folyadékszállítást, a H_N névleges szállítómagasságot, a gyártómű által a q_N névleges folyadékszállítású pontban garantált hatásfokot, a szivattyú n_N fordulatszámát a névleges pontban és a hajtómotor saját P_{mot} névleges teljesítményét. A q_N , H_N és n_N értékek által előírt névleges pont az általánosan elfogadott gyakorlat szerint a prototípus szivattyú jelleggörbéjének optimális pontja, illetőleg egy ehhez közel fekvő, lehetőleg kerek számértékekkel leírható q_N , H_N értékpár. Az elkerülhetetlen gyártási szórás miatt nem biztos, hogy a névleges pont pontosan a fojtásgörbén fekszik. Egyéb kikötés hiányában a névleges pont egyben garanciális pont is. A megengedhető eltérés általában $\pm 2\%$.

A **jellemző fordulatszám** (n_q), a szivattyúk egyik fontos és általánosan használt



3.9. ábra

Az örvényszivattyú jelleggörbéi q a folyadékszállítás, H a szállítómagasság, P a tengelyteljesítmény, η a hatásfok, NPSH a belső nyomásesés, n a fordulatszám, ρ a sűrűség. Indexek: opt a legjobb hatásfokú pont, N a névleges pont



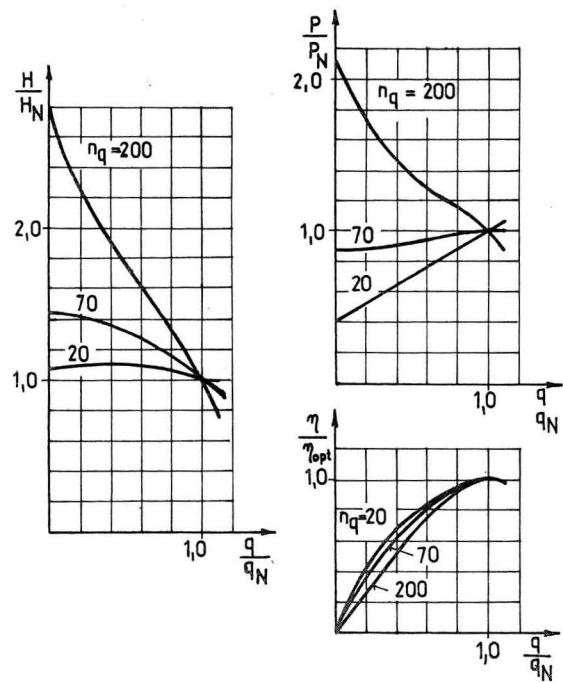
$$n_q = \frac{n \sqrt{q}}{\sqrt[4]{H^3}} \quad (3.22.)$$

Itt n a szivattyú fordulatszáma 1/min-ben, q a névleges folyadékszállítás m^3/s -ban és H a névleges szállítómagasság m-ben.

3.10. ábra
Örvényszivattyú járókerék típusai

A 3.22. összefüggés mértékfüggő egyenlet, az egyes mennyiségeket csak a megadott mértékegységben szabad behelyettesíteni. A jellemző fordulatszámot a járókerékhez rendeljük, és ezért egyszeres beömlésű járókerékre, egy fokozatra és a névleges pontra értelmezzük. Mértékegysége 1/min, de ez számunkra érdektelen, mert mint típusjellemző számot használjuk.

Példaként a 3.10. ábrán a jellegzetes járókerék típusok jellemző fordulatszámát tüntettük fel.



3.11. ábra
A várható jelleggörbék

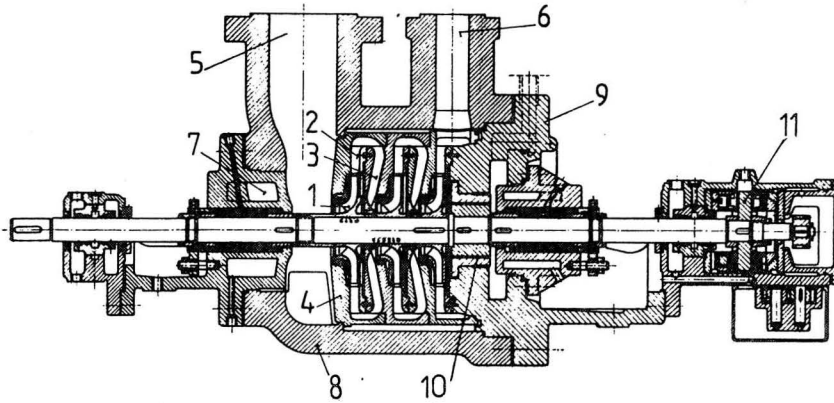
Az örvényszivattyúk alkalmazási területe az $n_q = 12-400$ tartomány. A kis jellemző fordulatszámú szivattyúk járókerékai radiális átömlésűek. A jellemző fordulatszám növekedésével az átömlés a járókeréken radiálisból félaxiálison át teljesen axiálissá (tengelyirányúvá) válik.

Az örvényszivattyú jelleggörbéinek alakja is a jellemző fordulatszám függvénye. A 3.11. ábrán a folyadékszállításnak, a szállítómagasságnak, a hajtóteljesítménynek és a hatásfoknak a névleges viszonyított értékeit vittük fel a koordinátatengelyekre.

Az ábra jelleggörbéi sok azonos jellemző fordulatszámú szivattyú

méréséből meghatározott átlagos jelleggörbék, ún. **várható jelleggörbék**. A szivattyú tényleges jelleggörbéje az ábrán adottól 5-10%-kal eltérhet. A növekvő

jellemző fordulatszámhoz egyre meredekebb fojtásgörbe (H/H_N) tartozik. A jellemző fordulatszám növekedésével a hatásfok görbe egyre csúcsosabbá válik, vagyis csökken a jó hatásfokú folyadékszállítás tartománya. A kis jellemző fordulatszámú szivattyú tengelyteljesítménye nő a folyadékszállítás növekedésével, a nagy jellemző fordulatszámú axiális szivattyúé csökken.

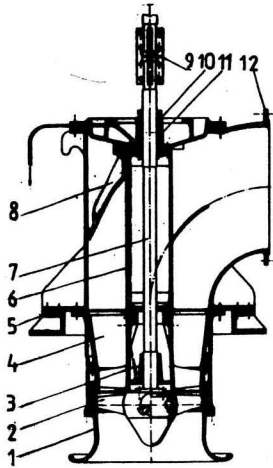


3.12. ábra

Háromfokozatú processz-szivattyú

- 1: járókerék 2: vezetőkerék 3: visszavezető kerék 4: belső ház
 5: szívócsonk 6: nyomócsonk 7: hűtővíz 8: külső ház
 9: nyomóoldali fedél 10: kiegyenlítő dugattyú 11: talpcsapágy

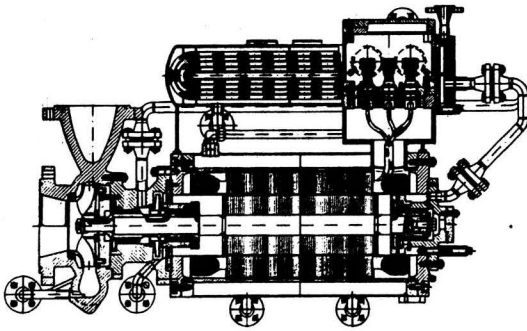
Ha a kívánt szállítómagasság egy járókerékkel nem állítható elő, több járókerék sorbakapcsolásával nyert **többfokozatú szivattyút** alkalmaznak. A 3.12. ábra nagy hőmérsékletű és igen nagy nyomású (közel 100 bar), háromfokozatú vegyipari processz-szivattyút mutat. A három járókerék beömlőnyílása egy irányba néz. A járókerékből kilépő folyadékot az álló lapátos vezető- és visszavezető kerék tereli a következő járókerék beömlőnyílásához. Minden fokozat egy járókerékből, egy vezető- és egy visszavezető kerékből áll. Az utolsó fokozat vezetőkeréke után a körgyűrű alakú nyomótér vezeti a folyadékot a nyomócsonkhoz. A három fokozat tárcsaszerű elemekből összerakott belső házban helyezkedik el, amelyet a nyomóoldali fedél rögzít a nagy nyomásnak ellenálló kovácsoltvas külső házban. A tömszelencét alkalmasan kialakított belső üregekben keringetett hideg folyadék hűti. A tengelyirányú erőt hidraulikus kiegyenlítő dugattyú csökkenti, és különleges kivitelű talpcsapágy veszi fel. A hőtágulás által okozott tengelybefeszülés elkerülésére a házat tengelymagasságban támasztják alá. A belső ház az összes olyan elemmel, amely várhatóan meghibásodhat, a csőcsatlakozások megbontása nélkül kihúzható a külső házból a nyomóoldali fedél csavarjainak oldása után. A javítási idő jelentősen csökkenthető tartalék belső rész azonnali visszaszerelésével.



3.13 ábra

Kihúzható belső részű axiális szivattyú

- 1: szívószáj 2: járókerék 3: csapágy
 4: vezetőkerék 5: befalazó gyűrű
 6: tengelyvédő-cső 7: tengely
 8: kihúzható terelő lapátok 9: tengelykapcsoló
 10: tömszelence 12: nyomócsonk



3.14. ábra

Külső hűtővel szerelt légrés-betétcsöves hermetikus szivattyú

Az **axiális szivattyút** kis szállítomagasság és nagy folyadékszállítás jellemzi. A 3.13. ábra fix járókeréklapátos propeller szivattyút mutat. A kihúzható belső rész hiba esetén itt is gyors javítást tesz lehetővé. Ez csökkenti a leállítás miatti termelésekiesést okozta kárt, ami vegyi üzemek esetén igen jelentős lehet.

A **hermetikus szivattyú** (tömszelence nélküli szivattyú) tengelykivezetés nélküli szivattyú.

A mai vegyiparban sajnálatos módon sok környezetre ártalmas és balesetveszélyes folyadék kering a csővezetékben. A környezet védelme és a baleset elkerülése végett ezek a folyadékok nem juthatnak ki a rendszerből. Álló szerkezeti elemek között gyakorlatilag tökéletesen tudunk tömíteni. Mozgó felületek közötti tömítés során mindig számolni kell bizonyos mértékű kiáramlással, amit sokszor maga az előírászerű használat is megkíván, például a tömítőzsinóros tömszelencénél.

A hermetikus szivattyúban a környezet és a gép belseje között nincs mozgó alkatrészek közötti tömítés.

A hermetikus szivattyúk alkalmazási területei:

1. Tűz- és robbanásveszélyes

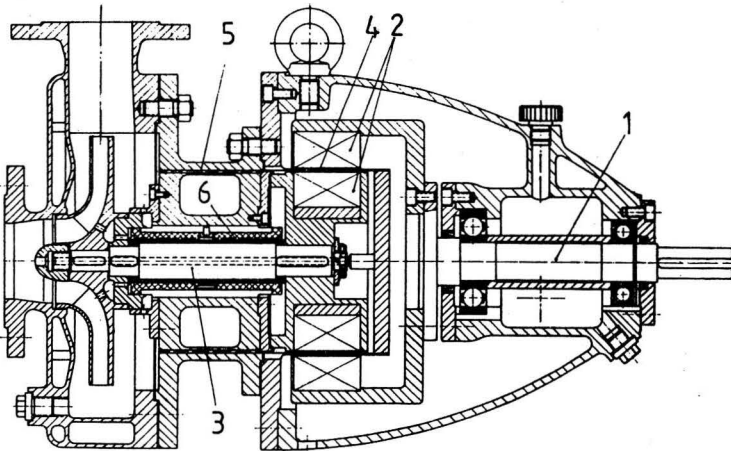
- folyadékok szállítása,
 2. mérgező és bűzös közegek szivattyúzása,
 3. radioaktív vagy azzal fertőzött folyadékok szállítása,
 4. cseppfolyósított vagy kritikus állapot feletti gázok és könnyen gőzölgő folyadékok szivattyúzása,
 5. közegek szállítása, amelyeknek nem szabad idegen anyagokkal érintkezniük,

6. drága anyagok szállítása, ahol a szivárgási veszteség költségtöbbletet okoz. Nemcsak az örvényszivattyúk, a térfogatkiszorításos és egyéb szivattyúk és a gázzállító gépek is lehetnek hermetikus kivitelűek.

A hermetikus fluidumszállító gépek fajtái:

1. Nedves motorral hajtott. A villamos motornak mind a forgó mind az álló tekercei érintkeznek a szállított fluidummal.
2. Légrésbetétcsöves motorral hajtott.
3. Mágnessel hajtott.
4. Membránszivattyú vagy kompresszor.
5. Sugárszivattyú.

A 3.14. ábrán látható **légrésbetétcsöves motorban** az álló és a forgórész közötti légrésbe vékony korrózióálló, nem mágneses anyagú csövet építenek be, amely távontartja a folyadékot az állórész tekerceitől. A forgórész a folyadékban forog. A csapágyak folyadékkenésűek. A szilárd szennyeződéseknek a motortérbe jutását szűrő akadályozza meg. Az ábra szerinti külső hűtőt alkalmaznak, ha a folyadék 350 °C-nál nagyobb hőmérsékletű, vagy mert azt a robbanásbiztonsági előírások megkövetelik. A motortérben és a hűtőben tartózkodó folyadékot külön kis járókerék keringeti, amely a motor és a szivattyú között helyezkedik el. A **mágneses hajtás** lényegében állandó mágnesekkel működő tengelykapcsoló, amelyben az erőátvitelt a mágneses erővonalak végzik. A 3.15. ábrán a hajtótengelyre szerelt külső tengelykapcsolófélfben elhelyezett állandó mágnesek együttforgásra készítetik a szivattyútengelyre szerelt belső kapcsolófélfben helyet foglaló mágneseket. A külső és belső mágneseket nem mágnesezhető anyagból készült légrésbetétcső választja el, és egyben hermetikusan elválasztja a

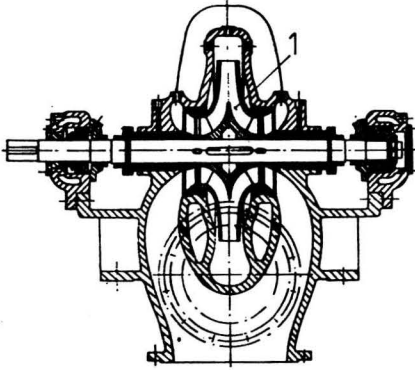


3.15. ábra

Mágneses hajtású örvényszivattyú

- 1: hajtótengely 2: állandó mágnes 3: szivattyútengely
 4: légrésbetétcső 5: furatok a folyadék keringetéshez
 6: folyadékkenésű csapágy

szivattyúteret a hajtóoldaltól és a környezettől. A szivattyúból és mágneses



3.16. ábra
Kettős beömlésű szivattyú
1: kettős beömlésű járókerék

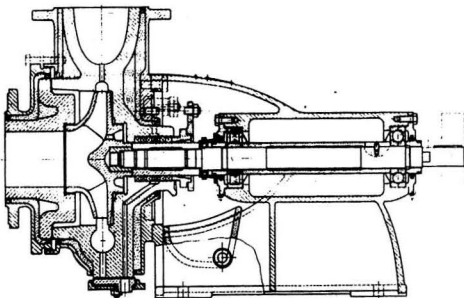
hajtásból álló egységet általában egy közönséges villamos motor hajtja. A szivattyútengely csapágya folyadékkenésű. A kenéshez szükséges cirkulációt a járókerék hátoldala mögül induló furatok teszik lehetővé. A mágneses hajtás 300 kW teljesítményig alkalmazható.

A **kettős beömlésű szivattyú** lényegében egyfokozatú csigaházaz örvényszivattyú kettős beömlésű járókerékkel, ami két egymásnak háttal összetett és egybeöntött járókerék (3.16. ábra). A kettős beömlésű járókerék alkalmazása javítja a szívőképességet.

A vegyiparban nagy gondot okoz a korrózió, ami rövid idő alatt tönkretesz a szivattyúkat. A korrózióálló acélokon kívül műanyagból és kerámiából is készítenek szivattyút. A kerámia szerkezeti anyag az üveghez hasonlóan a hidrogén-fluorid kivételével minden agresszív közegnek ellenáll. A kerámia törekeny, ezért öntöttvas tartó és védő szerkezetet építenek köréje (3.17. ábra).

A korrózió elkerülésére szokás még a folyadékkal érintkező felületeket gumi vagy műanyag bevonattal ellátni.

A **szennyvízszivattyú** darabos szennyeződést tartalmazó folyadék szállítására szolgáló szivattyú. A 3.18. ábrán látható szennyvízszivattyú jellemzői a dugulásmentes, bő keresztmetszetű járókerék, a gyorsan cserélhető kopóbetétek, a könnyen nyitható tisztítónyílás.



3.17. ábra
Kerámia szivattyú

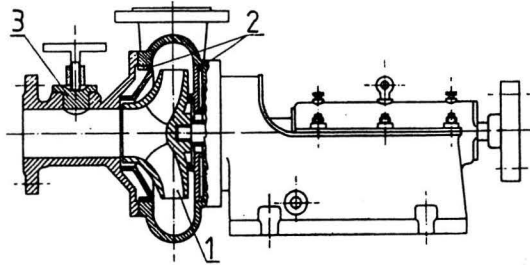
A **zagyszivattyú** 5 mm-nél kisebb szilárd szennyeződést tartalmazó, erősen koptató hatású folyadékot szállító különleges örvényszivattyú.

A két szivattyútípus feladata közel azonos. Mindkettőnél számolni kell a dugulással és kopással.

A szennyvízszivattyúnál a darabos szennyeződés mérete, a zagyszivattyúnál pedig a koptató hatás a hangsúlyozottabb.

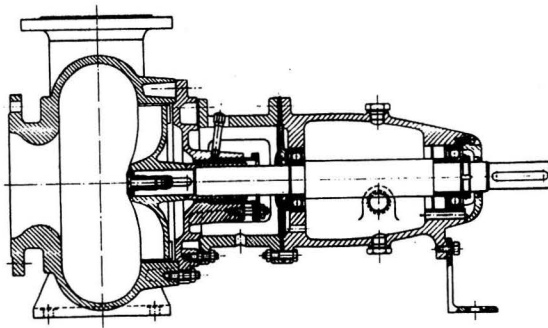
Az **iszapszivattyú** sűrű, erősen koptató hatású zagyot szállít. Járókeréke hetek, sokszor napok alatt elkopik. Ezért az eleve olcsó anyagból készült járókerék a többi szerkezeti elem megbontása nélkül gyorsan cserélhető.

Különleges szennyvízszivattyú a **turo-szivattyú**, (3.19. ábra) neve turbórotációs jelző rövidítéséből keletkezett. A járókerék a ház hengeres félszkében mozog. A szennyeződés nem halad át a járókeréken. Működési elve az oldaltárcsás mosógéphez hasonló. Úszóképes, légtartalmú darabos szennyeződést tartalmazó szennyvíz szállítására használják.



3.18. ábra

Egyfokozatú csigaházazas szennyvízszivattyú
1: járókerék 2: kopóbetétek 3: tisztítónyílás



3.19. ábra
Turo-szivattyú

3.3. példa

A 3.14. ábrán bemutatott szivattyú üzemi jellemzői: szállítómagassága 17 m, folyadékszállítása 18 m³/h, fordulatszáma 2900 1/min. Határozzuk meg a jellemző fordulatszámát!

Felírjuk az adatokat és átszámítjuk őket a jellemző fordulatszám definíciójában előírt mértékegységbe.

$$q = 18 \text{ m}^3/\text{h} = 0,005 \text{ m}^3/\text{s},$$

$$H = 17 \text{ m},$$

$$n = 2900 \text{ 1/min.}$$

A jellemző fordulatszám:

$$n_q = \frac{n\sqrt{q}}{H^{0.75}} = \frac{2900\sqrt{0,005}}{17^{0.75}} = 24,5.$$

3.4. példa

Határozzuk meg a 3.16. ábrán látható szivattyú jellemző fordulatszámát! A szivattyú üzemi adatai: szállítómagassága $H = 35 \text{ m}$, folyadékszállítása $q = 0,4 \text{ m}^3/\text{s}$, fordulatszáma $n = 1440 \text{ 1/min}$. Az ábra kettős beömlésű szivattyút mutat, ezért a folyadékszállítást egyszeres járókerékre kell átszámítani, vagyis el kell osztani kettővel. $q_1 = 0,4/2 = 0,2 \text{ m}^3/\text{s}$.

A jellemző fordulatszám:

$$n_q = \frac{n\sqrt{q_1}}{H^{0.75}} = \frac{1440\sqrt{0,2}}{35^{0.75}} = 44,8.$$

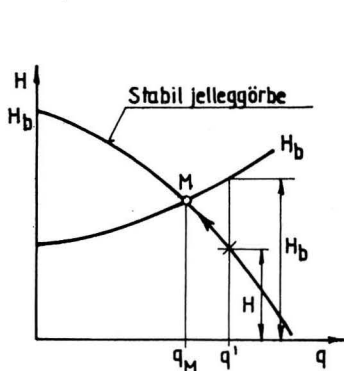
3.5. példa.

A 3.12. ábrán bemutatott három fokozatú szivattyú névleges adatai: $q = 0,200 \text{ m}^3/\text{s}$, $H = 270 \text{ m}$, $n = 1440 \text{ 1/min}$. Határozzuk meg a szivattyú jellemző fordulatszámát!

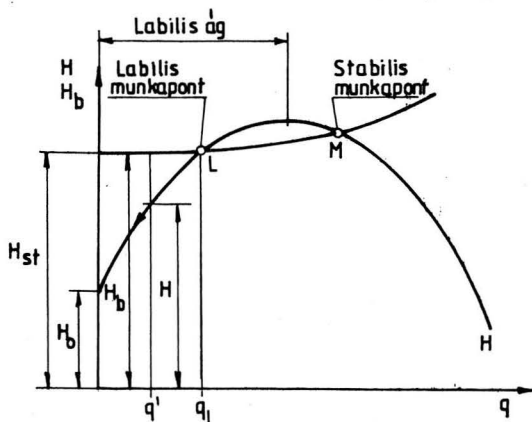
Az egy fokozatra eső szállítómagasság: $H_1 = H/3 = 270/3 = 90$ m.
A jellemző fordulatszám:

$$n_q = \frac{n\sqrt{q}}{H_1^{0,75}} = \frac{1440\sqrt{0,2}}{90^{0,75}} = 22.$$

A **munkapont** a szivattyú jelleggörbéjének az a pontja, ahol a szivattyú éppen üzemel. Állandósult üzemiállapotban a munkapontot a szivattyú fojtásgörbéjének



3.20. ábra
Stabil munkapont



3.21. ábra
Labilis munkapont

és a csővezeték-jelleggörbének a metszéspontja határozza meg (3.20. ábra). A munkapont egyensúlyi állapotot jelöl. A szivattyú annyi szállítómagasságot szolgáltat, amennyit a csővezeték igényel. Az ábrán az M jelű munkapont stabil. Ha valamilyen zavarás miatt a folyadékszállítás q_M -ről q' -re nő, akkor a zavarás megszűnte után a szállítómagasság-igény nagyobb, mint a szivattyú szállítómagassága, $H_b > H$. A folyadék lassul, a folyadékszállítás az eredeti M munkapont eléréséig csökken. A 3.21. ábrán az L munkapont labilis, az M stabil.

3.6. példa.

A 3.1. ábrán bemutatott berendezésen $0,0038$ m³/s maximális térfogatáramú kénsavat kívánunk szállítani. Ennek érdekében egy hétfokozatú centrifugál szivattyút építünk be a rendszerbe. A szivattyú q folyadékszállítását, H szállító-magasságát, η hatásfokát és $NPSH$ belső nyomásesését a 3.1. táblázatban adtuk meg.

Határozzuk meg a munkapontot! Ellenőrizzük, hogy a munkapont kielégíti-e a megadott térfogatáram követelményt!

Vizsgáljuk meg, hogy fellép-e kavitáció!

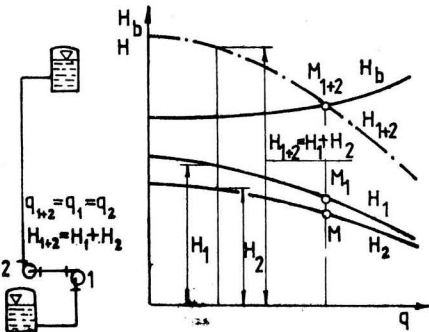
A csővezeték jelleggörbét és a berendezés szívó magasságát leíró összefüggéseket a 3.1. és a 3.2. példákban határoztuk meg. Az ezekből számított értékeket szintén a táblázatban tüntettük fel. A táblázat adataiból a 3.22. ábrán felrajzoltuk a szivattyú és a berendezés jelleggörbéket. A munkapontot a szivattyú H szállítómagasság és a berendezés H_b csővezeték jelleggörbéjének metszéspontja jelöli ki. A munkapontban a folyadékszállítás $q = 0,00403$ m³/s, a szállító-magasság $H = 118,57$ m. A folyadékszállítás nagyobb, mint az előírt maximális térfogatáram.

q m ³ /s	H m	H_b m	η -	$NPSH$ m	$NPSH_b$ m
0,0000	138,6	66,6	0,0	0,8	7,51
0,0005	137,3	67,4	11,8	0,8	7,46
0,0010	136,0	69,8	22,3	0,8	7,31
0,0015	134,6	73,8	31,6	0,80	7,06
0,0020	133,0	79,4	39,7	0,81	6,72
0,0025	130,9	86,6	46,5	0,88	6,27
0,0030	128,1	95,4	52,1	1,01	5,72
0,0035	124,3	105,8	56,4	1,20	5,08
0,0040	119,1	117,8	59,5	1,45	4,34
0,0045	112,2	131,4	61,4	1,76	3,49
0,0050	103,0	146,6	62,0	2,12	2,55
0,0055	91,1	163,4	61,4	2,55	1,51

3.1. táblázat

Sorba kapcsolt szivattyúk (3.23. ábra): Ha a szállítómagasság-igény nagyobb, mint a rendelkezésünkre álló szivattyú szállítómagassága, akkor két vagy több szivattyút sorba kapcsolunk. A sorba kapcsolt szivattyúkat egy egységnek tekintjük, és üzemüket egyetlen, eredő fojtásgörbével $H_{1,2}$ jellemezzük. Az eredő fojtásgörbét az egyes szivattyúk fojtásgörbéjéből az azonos folyadék-szállításhoz tartozó szállítómagasságok összegezésével nyerjük.

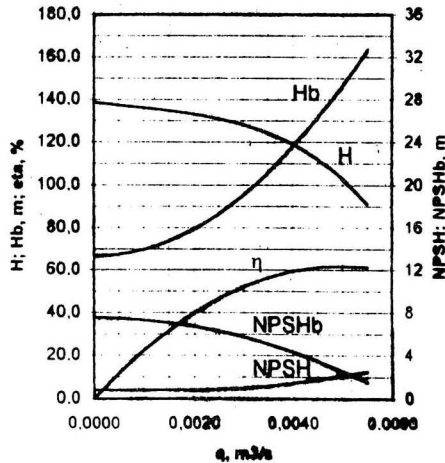
A rendszer $M_{1,2}$ munkapontját az eredő fojtásgörbének és a H_b csővezeték-jelleggörbének a metszéspontja határozza meg. Az egyes szivattyúk M_1 és M_2 munkapontját az $M_{1,2}$ pontból húzott függőleges metszi ki a szivattyúk fojtásgörbéjéből. Csak közel azonos névleges folyadék-szállítású szivattyúkat érdemes sorba kapcsolni.



3.23. ábra

Sorba kapcsolt szivattyúk

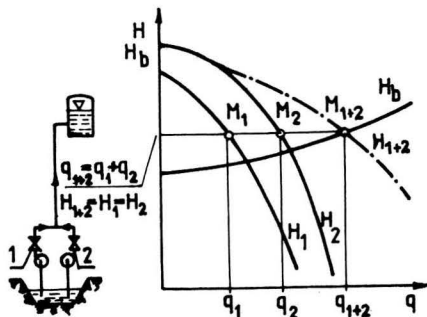
Ez megfelel, mert, amint azt később látni fogjuk, fojtásos szabályozással a folyadék-szállítás egyszerűen csökkenthető. Növelése csak a különleges berendezéseket igénylő fordulatszám-szabályozással lenne lehetséges. Kavitáció nem lép fel, mert a berendezés szívómagassága nagyobb mint a szivattyú belső nyomásesése ($NPSH_b = 4,288 \text{ m} > NPSH = 1,465 \text{ m}$).



3.22. ábra

Az örvényszivattyú csak a névleges folyadék-szállítás 0,7-1,2-szeresének tartományában dolgozik kielégítő hatásfokkal.

Párhuzamosan kapcsolt szivattyúk: Ha az igény tágabb határok



3.24. ábra

Szivattyúk párhuzamos kapcsolása

feltételezzük, hogy a szívócsövek és a közös nyomóvezetékbe bekötő csőszakaszok veszteségmagassága kicsi az egész csővezeték veszteségmagasságához képest. Labilis fojtásgörbe-ággal rendelkező szivattyúk párhuzamos járatásakor az üzem közben kellemetlen lengések léphetnek fel.

3.7. példa

Két egyforma szivattyút sorba kötünk. A szivattyú q folyadékszállítását és H szállítómagasságát a 3.2. táblázat tartalmazza. A csővezeték-jelleggörbe egyenletében a statikus szállítómagasság: $H_{st} = 10$ m, a folyadékszállítás állandója: $K = 3 \text{ ms}^2/\text{dm}^6$. Határozzuk meg a rendszer és az egyes szivattyúk munkapontját, ha a két szivattyú sorba van kötve. Határozzuk meg a munkapontot, ha csak egy szivattyú üzemel. A számítást táblázatosan végezzük és az eredményt diagramban ábrázoljuk.

A csővezeték-jelleggörbe egyenlete (q -t dm^3/s -ban kell behelyettesíteni):

$$H_b = 10 + 3q^2$$

A $H(1+2)$ eredő jelleggörbét a H szállítómagasság kétszereseként állítottuk elő. A rendszer $M(1+2)$ munkapontját a H_b és a $H(1+2)$ görbék metszéspontja adja. Az ábrából:

$$q(1+2) = 3 \text{ dm}^3/\text{s}, \quad H(1+2) = 36,6 \text{ m.}$$

A sorbakapcsolt szivattyúk $M1$ munkapontját az $M(1+2)$ rendszer munkapontból húzott függőleges és a H szivattyú-jelleggörbe metszéspontja szolgáltatja. Az $M1$ munkapont:

$$q1 = 3 \text{ dm}^3/\text{s}, \quad H1 = 18,3 \text{ m.}$$

Egyetlen szivattyú üzeme esetén az Msz munkapontot a H_b csővezeték-jelleggörbe és a H szivattyú-jelleggörbe metszéspontja adja:

$$qsz = 1,74 \text{ dm}^3/\text{s}, \quad Hsz = 19,1 \text{ m.}$$

3.8. példa

Két egyforma szivattyút kötünk párhuzamosan. A szivattyú q folyadékszállítását és H szállítómagasságát a 3.3. táblázat tartalmazza. A csővezeték-jelleggörbe egyenletében a statikus szállítómagasság: $H_{st} = 10$ m, a folyadékszállítás állandója: $K = 0,2306 \text{ ms}^2/\text{dm}^6$.

Határozzuk meg a rendszer és az egyes szivattyúk munkapontját, ha a két szivattyú párhuzamosan van kötve! Határozzuk meg a munkapontot, ha csak egy szivattyú üzemel!

A számítást táblázatosan végezzük és az eredményt diagramban ábrázoljuk.

A csővezeték-jelleggörbe egyenlete: $H_b = 10 + 0,2306q^2$

A $H(1+2)$ eredő jelleggörbét az azonos H szállítómagassághoz tartozó q folyadékszállítások kettőzésével állítottuk elő.

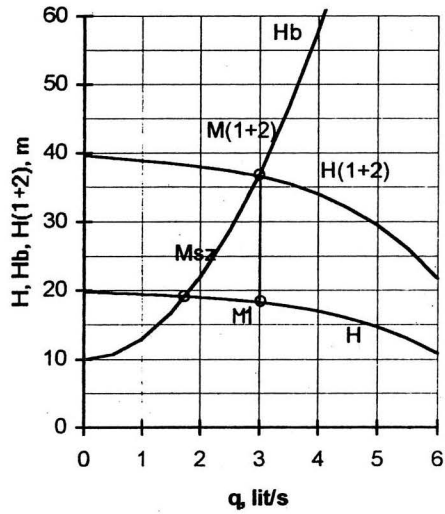
A rendszer $M(1+2)$ munkapontját a H_b és a $H(1+2)$ görbék metszéspontja adja. Az ábrából:

között változik, két vagy három szivattyút párhuzamosan kapcsolunk és a pillanatnyi igénynek megfelelő számú szivattyút járattunk. A párhuzamosan kapcsolt szivattyúk H_{1+2} eredő jelleggörbéjét az azonos szállítómagassághoz tartozó folyadékszállítások összegezésével nyerjük (3.24. ábra). A rendszer M_{1+2} munkapontja az eredő fojtásgörbe és a csővezeték-jelleggörbe metszéspontjában van. Az egyes szivattyúk munkapontját az M_{1+2} pontból húzott vízszintes metszi ki a szivattyúk fojtásgörbéjén.

Az ábra megrajzolása során

q m ³ /s	H m	$H(1+2)$ m	Hb m
0,0	19,80	39,6	10,0
0,5	19,62	39,2	10,8
1,0	19,43	38,9	13,0
1,5	19,23	38,5	16,8
2,0	19,00	38,0	22,0
2,5	18,69	37,4	28,8
3,0	18,29	36,6	37,0
3,5	17,75	35,5	46,8
4,0	17,02	34,0	58,0
4,5	16,03	32,1	70,8
5,0	14,72	29,4	85,0
5,5	13,02	26,0	100,8
6,0	10,84	21,7	118,0

3.2. táblázat



3.25. ábra

$$q(1+2) = 6 \text{ dm}^3/\text{s},$$

$$H(1+2) = 18,3 \text{ m}.$$

A párhuzamosan kapcsolt szivattyúk $M1$ munkapontját az $M(1+2)$ rendszer munkapontból húzott vízszintes és a H szivattyú-jellegörbe metszéspontja szolgáltatja. Az $M1$ munkapont:

$$q1 = 3 \text{ dm}^3/\text{s},$$

$$H1 = 18,3 \text{ m}.$$

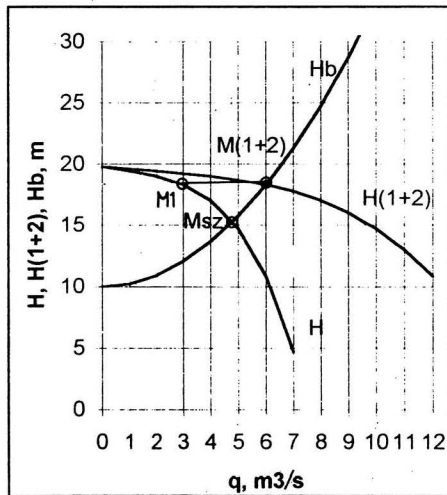
Egyetlen szivattyú üzeme esetén az Msz munkapontot a Hb csővezeték-jellegörbe és a H szivattyú-jellegörbe metszéspontja adja:

$$qsz = 4,74 \text{ dm}^3/\text{s},$$

$$Hsz = 15,2 \text{ m}.$$

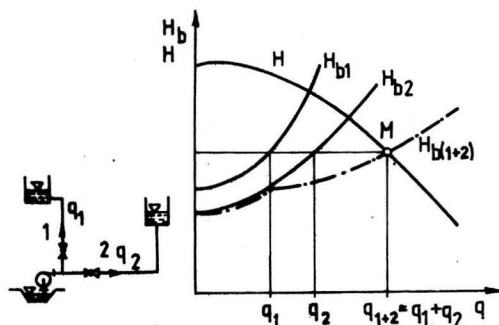
q m ³ /s	H m	$H(1+2)$ m	Hb m
0	19,8	19,8	10,0
1	19,4	19,6	10,2
2	19,0	19,4	10,9
3	18,3	19,2	12,1
4	17,0	19,0	13,7
5	14,7	18,7	15,8
6	10,8	18,3	18,3
7	4,7	17,8	21,3
8		17,0	24,8
9		16,0	28,7
10		14,7	33,1
11		13,0	37,9
12		10,8	43,2

3.3. táblázat



3.26. ábra

Gyakran előfordul, hogy egyetlen szivattyú több fogyasztót szolgál ki egyszerre. A csővezetékben elágazások vannak, az elágazó szakaszok párhuzamosan vannak kötve. A 3.27. ábrán a szivattyú két különböző magasságban elhelyezett tárolót táplál. Feltételezzük, hogy a közös csővezeték áramlási ellenállása kicsi az elágazó szakaszokéhoz képest. A 2-es csővezeték tolózártját lezárva a szivattyú csak az 1 jelű csővezetéken szállít. A közös csőszakaszból és a magasabban elhelyezett tárolóba vezető csőágból álló 1 jelű csővezeték jelleggörbéjét az ábrán H_{b1} jelöli. Hasonló-

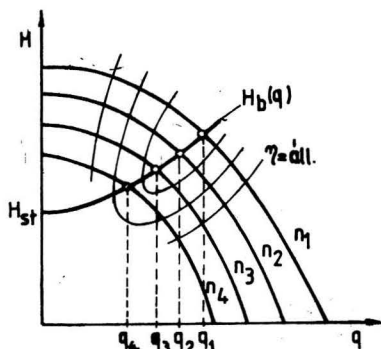


3.27. ábra

Elágazó csővezeték jelleggörbéje

H : a szállítómagasság q : a folyadékszállítás
 H_b : a csővezeték-jelleggörbe

Indexek: 1 és 2 a csőágak és a rájuk vonatkozó mennyiségek, 1+2 az elágazó csővezetékre vonatkozó mennyiségek



3.28. ábra

A kagylódiagram

H : szállítómagasság H_b : a csővezeték-jelleggörbe H_{st} : a statikus szállítómagasság q : a folyadék-szállítás n_1, n_2, n_3, n_4 : fordulatszámok η : a hatásfok

leolvashatjuk a minket érdeklő fordulatszámhoz tartozó fojtásgörbe és hatásfokgörbe pontjait. A sűrűség ismeretében a hajtóteljesítmény a 3.21. összefüggésből számítható.

képpen a 2 jelű vezeték a közös szakaszból és a jobb oldali ágból áll. Az **elágazó csővezeték** $H_{b(1+2)}$ jelleggörbéjét az egyes jelleggörbék közül az azonos szállítómagasság-igényhez tartozó folyadékszállítások összegezésével nyerjük.

A szivattyú M munkapontját H fojtásgörbéjének és az elágazó csővezeték $H_{b(1+2)}$ jelleggörbéjének metszéspontja határozza meg.

Az egyes csőágakban áramló vízhozamot a munkaponton keresztül húzott vízszintes egyenes által az egyedi csővezeték-jelleggörbék közül kimetszett pontok abszcisszája szolgáltatja.

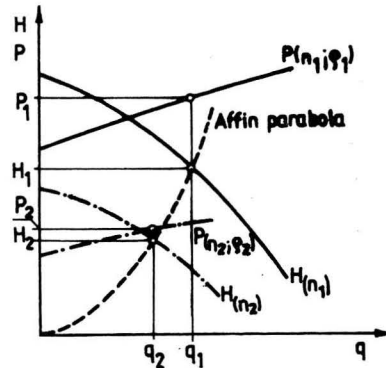
A **kagylódiagram** (3.28. ábra) a különféle fordulatszámokon mért fojtásgörbéket ábrázolja. Az azonos hatásfokú pontokat a kagyló alakú $\eta = \text{áll.}$ görbék kötik össze. A kagylódiagramból interpolációval

Kagylódiagram hiányában a névleges fordulatszámról a kívánt új fordulatszámra az **affinitás törvényeivel** számolunk át:

$$\frac{q_1}{q_2} = \frac{n_1}{n_2}, \quad (3.23.)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2, \quad (3.24.)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \frac{\rho_1 \eta_2}{\rho_2 \eta_1}, \quad (3.25.)$$



3.29. ábra
Az *affin parabola*

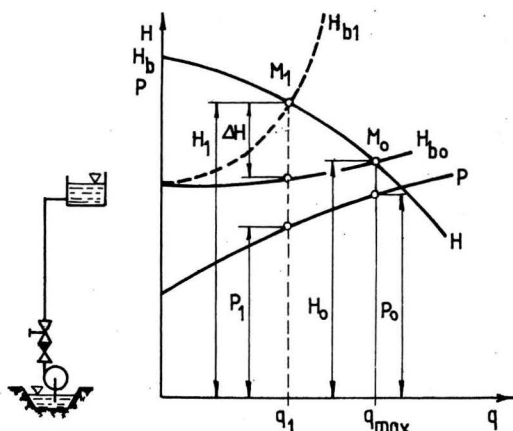
$$\frac{NPSH_1}{NPSH_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2. \quad (3.26.)$$

Itt q_1 , H_1 , $NPSH_1$ és P_1 az n_1 fordulatszámhoz, q_2 , H_2 , $NPSH_2$ és P_2 az n_2 fordulatszámhoz tartozó üzemi jellemzők. Az affinitás törvényei különböző fordulatszámú, de kinematikailag hasonló üzempontokat kötnek össze. Kimutatható, hogy az affinitás törvényével összekapcsolt fojtásgörbe pontok az origóból kiinduló tiszta másodfokú parabolán fekszenek. Ennek neve az **affin parabola**. Az affinitás törvényeivel csak az ugyanazon az affin parabolán fekvő pontok között szabad átszámolni. Az átszámítás menetét a 3.29. ábra mutatja. Folytonos vonal ábrázolja a rendelkezésünkre álló, az n_1 fordulatszámra a ρ_1 sűrűségű folyadékkal mért $H(n_1)$ fojtásgörbét és $P(n_1, \rho_1)$ teljesítménygörbét. Ezeket kell átszámítani a megadott új n_2 fordulatszámra és ρ_2 sűrűségre. Felvesszünk egy tetszőleges q_1 értéket és leolvassuk a hozzá tartozó H_1 és P_1 értékeket. A 3.23. és 3.24. képletekkel kiszámítjuk q_2 és H_2 értékét és a kapott értékpárt felvisszük a diagramba. Az új P_2 teljesítményt a 3.25. képlettel számoljuk, feltételezve, hogy $\eta_2 = \eta_1$. Ez utóbbi közelítés miatt az átszámolt teljesítmény néhány százalékkal eltérhet az n_2 fordulatszámra mérhető tényleges teljesítménytől. Több pontot átszámolva az n_2 -höz tartozó új jelleggörbék berajzolhatók.

A **szivattyú szabályozásának** feladata a folyadékszállítást az adott határokon belül a pillanatnyi szükségletnek megfelelően beállítani.

A **fojtásos szabályozás** a radiális és félaxiális szivattyúk leggyakoribb szabályozási módja. A szivattyú folyadékszállítását a nyomóvezetékbe épített tololózár vagy más elzárószerv részleges zárásával vagy nyitásával szabályozzuk

(3.30. ábra). Mivel minden vezetékbe építünk legalább egy elzárószervet, ez a szabályozás nem igényel többletberuházást. A teljesen nyitott tolózárálláshoz tartozó csővezeték-jelleggörbe (H_{bo}) és a szivattyú fojtás-görbéjének (H) metszéspontjaként adódó M_0 munkapont meghatározza a rendszerrel elérhető legnagyobb folyadék-szállítást (q_{max}). A tolózárát fojtva növekszik a csővezeték ellenállása, meredekebb lesz az új csővezeték-jelleggörbe (H_{b1}). A munkapont M_1 -be kerül. A folyadékszállítás q_{max} -ról q_1 -re, a hajtóteljesítmény P_0 -ról P_1 -re csökken. A fojtásos szabályozás veszteséges. A q_1 folyadék-szállításhoz a csővezeték ugyanis csak $H_1 - \Delta H$ szállítomagasságot igényel.



3.30. ábra
Fojtásos szabályozás

A ΔH különbség áramlási veszteség formájában elvész. A fojtásos szabályozás teljesítményvesztése:

$$P' = q\rho g\Delta H \quad (3.27.)$$

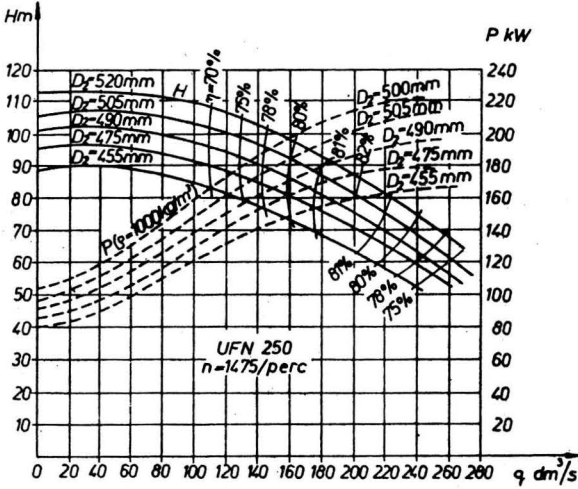
A radiális átömlésű szivattyú hajtóteljesítménye a folyadékszállítással csökken, a félaxiális szivattyúé közel állandó marad. Így e szivattyúknál a fojtás hatására a hajtóteljesítmény csökken, de legalábbis nem növekszik.

A tolózár, ill. a fojtószerv állítható kézzel, de vezérelhető a térfogatáramról, folyadékszintről, nyomásról, pH értékről, stb. Az egész vegyipari folyamat irányító automatikus szabályozó több mért mennyiség ismeretében állítja be a pillanatnyi viszonyokat optimálisan kielégítő folyadékszállítást.

Az axiális szivattyú hajtóteljesítménye a folyadékszállítás csökkenésével nő (3.11. ábra, $n_q = 200$). A tolózárát zárva egyre nagyobb lesz a szivattyú teljesítményigénye, ami részben gazdaságtalan, részben a hajtómotor túlterheléséhez vezet. Az axiális szivattyút a fojtásos szabályozás helyett lapátállításos vagy megkerülő-vezetékes szabályozással célszerű üzemeltetni. E szabályozások részletei többek között megtalálhatók Verba A. Vízgépek jegyzetében.

A nagyteljesítményű szivattyúkat **fordulatszám-szabályozással** célszerű üzemeltetni. (3.28. ábra). A munkapont a csővezeték-jelleggörbe mentén vándorol és így a folyadékban nem keletkezik járulékos veszteség. A fordulatszám-szabályozás nagy problémája a változtatható fordulatszámú hajtógép. A legújabb, most kialakuló módszer a frekvencia-szabályozás.

Egyelőre még meglehetősen drága és csak kis teljesítményre alkalmazható. Fejlesztésével sokan foglalkoznak. A csúszógyűrűs aszinkron villamos motorral a fordulatszám csak kismértékben módosítható és a szabályozás során áramlási veszteségek helyett villamos veszteségek lépnek fel. Az egyenáramú motor



3.31. ábra
A járókerék-átmérő hatása a jelleggörbékre

gázturbinahajtás mutatkozik gazdaságosnak. A gáz- és gőzturбина fordulatszáma nagyobb a szokásos szivattyú fordulatszámánál, ezért vagy fordulatszám-csökkentő hajtóművet kell közbeiktatni, vagy különleges nagy fordulatszámú szivattyút kell alkalmazni. A 3.26. összefüggésből kiolvasható, hogy a szivattyú belső nyomásesése a fordulatszám négyzetével nő, a kavitációveszély fokozódik.

Szabályozás tározással: A szivattyú állandó üzemet tart, a fogyasztás ingadozását a nyomóvezetékhez csatlakozó tárolótartály egyenlíti ki.

Lépcsős szabályozás esetén a folyadék szállítást az üzemelő szivattyúk számának változtatásával szabályozzák.

A járókerék-átmérő csökkentése: Ha az üzembe helyezett szivattyú szállítómagassága a szükségesnél nagyobb, akkor esztergálással a járókerék eredeti átmérőjét csökkentjük. A korszerű szivattyúkatalógusok a jelleggörbét a

leesztergálás megengedhető határain belül több járókerék-átmérőre megadják (3.31. ábra). Az ábrából a kívánt munkaponthoz szükséges járókerék-átmérőt a két szomszédos görbe között lineáris interpolációt alkalmazva határozzuk meg.

Ha csak a szivattyúba beépített járókerékhez tartozó H szállítómagasság görbét és a járókerék D külső átmérőjét ismerjük, akkor a 3.32. ábra jelöléseit használva a következőképpen járhatunk el:

veszteségmentes szabályozást biztosít, de az egyenáram előállítása jelentős többletberuházást igényel. A belsőégésű motor határfoka a többi hajtógéphez viszonyítva kicsi, zajos, szennyezi a környezetét. Tartalékgépként és lakott településtől távol szívesen használják. A vegyi üzemben elsősorban a gőzturbinahajtás jön szóba, mert az egyébként fűtési célra igényelt gőz gazdaságosabban használható ki, ha gépet is hajtanak vele. A melléktermékként jelentkező gázok értékesítésére néha a

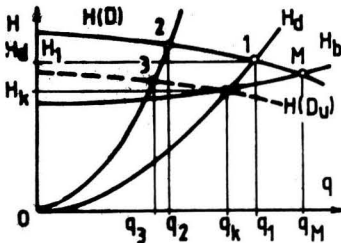
1. A H_b csővezeték-jelleggörbén kijelöljük a kívánt munkapontot, amelyet a q_k, H_k értékpár jellemez.
2. A kívánt munkaponton keresztül a 3.28. képlettel másodfokú parabolát rajzolunk, amely az 1 jelű pontban (q_1, H_1) metszi a D ismert átmérőhöz tartozó $H(D)$ szállítómagasság-görbét. Az új csökkentett D_u átmérőt a 3.29. összefüggéssel határozhatjuk meg:

$$H_d = \frac{H_k}{q_k^2} q^2, \quad (3.28.)$$

$$D_u = 0,7 \frac{q_k}{q_1} D. \quad (3.29.)$$

Az új D_u átmérőhöz tartozó, szaggatva rajzolt szállítómagasság-görbe meghatározásának lépései:

1. Az eredeti D átmérőhöz tartozó jelleggörbén felvesszünk egy tetszőleges 2-jelű pontot. Leolvassuk a ponthoz tartozó q_2 és H_2 értékeket.
2. A 3.30. és 3.31. képletekkel meghatározzuk az új jelleggörbe egyik, 3-al jelölt pontját. Az új pont az origón és a 2 jelű ponton át húzott parabolán fekszik. Az eljárás többszöri ismétlésével tetszőleges számú pontot tudunk felvenni, amelyekkel az új jelleggörbe megrajzolható.



3.32. ábra

A járókerék-átmérő csökkentés hatása

$$q_3 = \frac{q_k}{q_1} q_2, \quad (3.30.)$$

$$H_3 = \left(\frac{q_k}{q_1}\right)^2 H_2. \quad (3.31.)$$

3.9. példa

A szivattyú H szállítómagasság és η hatásfok adatait a feltüntetett q folyadékszállítás értékeknél a 3.4. táblázat tartalmazza. A szivattyú fordulatszáma: $n = 2900$ 1/min. A csővezeték-jelleggörbe egyenletében a statikus szállítómagasság $H_{st} = 5$ m, a folyadékszállítás állandója $K = 0,02$ h²/m⁵. Határozza

meg a szivattyú munkapontját! Határozza meg az $n_1 = 2700$ 1/min fordulatszámon járatott szivattyú H_1 szállítómagasság- és η_1 hatásfok-görbéit és az új munkapontot! A számításokat táblázatban végezze, és az eredményeket diagramban ábrázolja!

A csővezeték-jelleggörbe számítóegyenlete, amibe a q folyadékszálítást m³/h-ban kell behelyettesíteni:

$$H_b = 5 + 0,02q^2.$$

A számított értékeket a 3.4. táblázat tünteti fel.

Az új n_1 fordulatszámhoz tartozó q_1 folyadékszállítás, H_1 szállítómagasság és η_1 hatásfok számító egyenletei az affinitás törvényeinek 3.23. - 3.26. összefüggései alapján:

$$q_1 = \frac{n_1}{n} q = \frac{2700}{2900} q,$$

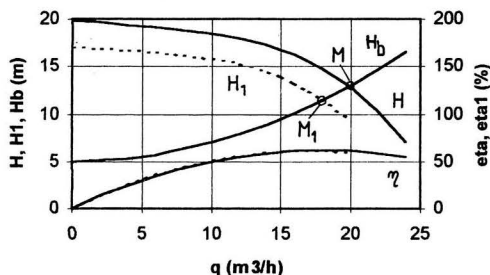
$$H_1 = \left(\frac{n_1}{n}\right)^2 H = \left(\frac{2700}{2900}\right)^2 H$$

Feltételezzük, hogy a hatásfok az átszámítás során állandó marad: $\eta_1 = \eta$.

A kiszámított és a táblázatba beírt adatokat a 3.33. ábrában szemléltetjük.

q	H	η	H_b	q_1	H_1	η_1
m ³ /h	m	-	m	m ³ /h	m	-
$n = 2900$ l/min			$n_1 = 2700$ l/min			
0,0	19,8	0,0	5,0	0,0	17,2	0,0
2,0	19,6	13,0	5,1	1,9	17,0	13,0
4,0	19,4	24,5	5,3	3,7	16,8	24,5
6,0	19,2	34,4	5,7	5,6	16,6	34,4
8,0	18,9	42,9	6,3	7,4	16,4	42,9
10,0	18,5	49,8	7,0	9,3	16,0	49,8
12,0	18,0	55,1	7,9	11,2	15,6	55,1
14,0	17,2	58,9	8,9	13,0	14,9	58,9
16,0	16,2	61,2	10,1	14,9	14,0	61,2
18,0	14,7	62,0	11,5	16,8	12,8	62,0
20,0	12,8	61,2	13,0	18,6	11,1	61,2
22,0	10,3	58,9	14,7	20,5	8,9	58,9
24,0	7,0	55,1	16,5	22,3	6,1	55,1

3.4. táblázat



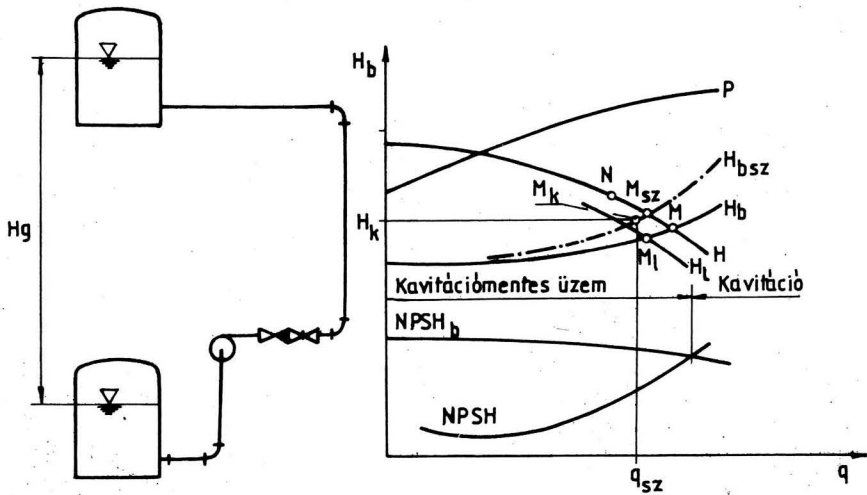
3.33. ábra

H_{bsz} szállítomagasság-igényét és felrajzoljuk a csővezeték-jelleggörbét. A q_{max} -hoz tartozó pont megadja a kívánt M_k munkapontot. A szivattyúkatalógusból kiválasztunk egy szivattyút, amelynek névleges folyadékcszállítása $q_{max} \pm 10\%$ -on belül van és névleges szállítomagassága H_k és $H_k + 5\%$ közé esik. Az ábrába berajzoljuk a szivattyúnak a katalógusból kivett fojtás-, NPSH és teljesítmény-jelleggörbéit és feltüntetjük az N névleges pontot. A szivattyú fojtásgörbéjének és a számolt H_{bsz} csővezeték-jelleggörbének a metszéspontja az M_{sz} számolt munkapont. A 3.15. képlettel több pontban kiszámíthatjuk az $NPSH_b$ berendezés szívómagasságot, és a nyert görbét berajzoljuk az ábrába. Az $NPSH < NPSH_b$ tartomány kijelöli a kavitációs folyadékcszállítás tartományát. Ellenőrizzük, hogy az M_{sz} munkapont a

Szivattyúválasztás.

A szivattyú kiválasztásának lépéseit a 3.34. ábrán foglaljuk össze. A feladat megszabja a rendszer q_{max} legnagyobb folyadékcszállítást.

Felvázoljuk a kiválasztott elrendezést és a 3.6. összefüggéssel több folyadékcszállításhoz kiszámoljuk a berendezés

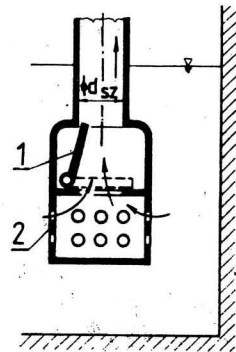


3.34. ábra
Szivattyúválasztás

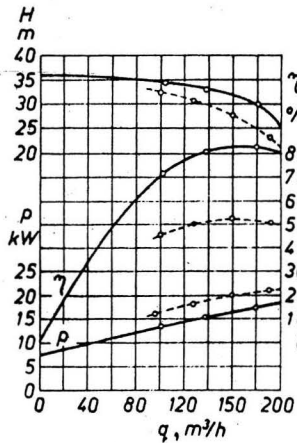
kavitációmentes tartományba esik-e. Ha igen, a dolog rendben van, a szivattyúra ajánlatot kérünk esetleg több cégtől, és végül megrendeljük a szivattyút.

Feltételezzük, hogy a berendezés elkészülte után megmérjük a tényleges görbéket. A következőkre számíthatunk. A szivattyú jelleggörbéi 1-2% eltéréssel megfelelnek a gyár által megadott adatoknak. A mért H_b csővezeték jelleggörbe azonban laposabban fut a számítottnál. Az ellenállástényezők becslésénél biztonságból mindenki a nagyobb értéket választja. A tényleges M munkapont a H és H_b görbék metszéspontjaként a nagyobb folyadékszállítás felé toldott el, de még nem csúszott ki a kavitációmentes tartományból. Ha a szivattyú teljesítménye lényeges szerepet játszik a gazdaságosság megítélésében, akkor a járókerék leosztárgálásával a szivattyú fojtásgörbéjét H_1 -re csökkentjük és az M_1 munkaponthoz tartozó folyadékszállítás csak annyival lesz q_{max} fölött, amennyit a munkapont a csőben képződő lerakódások és a szivattyúban képződő kopások miatt idővel eltolódik. A szivattyút csak annyira szabad túlméretezni, amennyit a leosztárgálással ki tudunk egyenlíteni.

Az örvényszivattyú nem önfelszívó. Indítás előtt a szívóvezetéket és a szivattyút fel kell tölteni a szivattyúzandó folyadékkal. A kisebb szivattyúk szívóvezetékének vízszint alá nyúló végére



3.35. ábra
Lábszelep
1: zárótányér, 2: szívókosár



3.36. ábra

A viszkozitás által okozott jelleggörbe változás

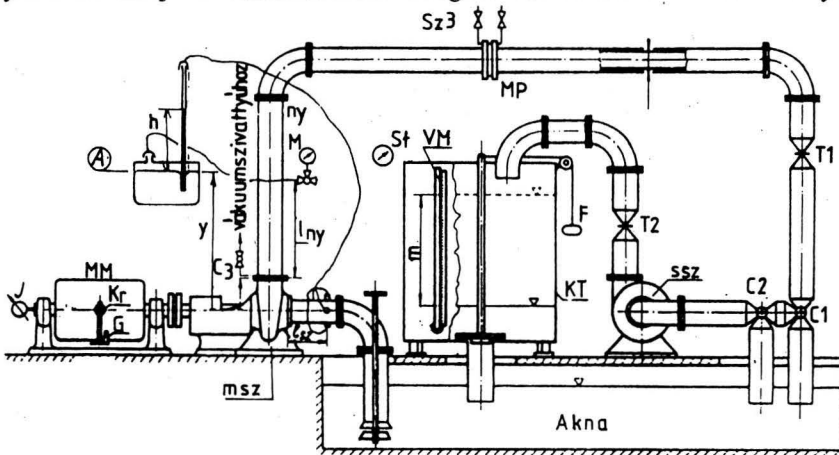
lábszelepet (3.35. ábra) erősítenek. Ez egy visszacsapó szelep, amelynek zárótányérját a szivattyú felé áramló folyadék nyitva tartja. A folyadékszállítás megszűnésekor a szívóvezetékben lévő folyadék visszafelé kezd áramolni, bezárja a zárótányért és ezzel megakadályozza a szivattyú és a szívóvezeték kiürülését. A nagyobb örvényszivattyúkat automata által vezérelt külön vákuumszivattyúval légtelenítik.

Az örvényszivattyút tartósan nem szabad $q < 0,15q_N$ folyadékszállításon jártni, mert benne a folyadék fokozatosan melegszik.

Az örvényszivattyú jelleggörbéi a $\nu < 15 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ tartományban függetlenek a viszkozitástól. Ennél viszkózusabb folyadék szivattyúzásakor a jelleggörbék módosulnak: a folyadékszállítás, a szállítómagasság és a hatásfok csökken, a

hajtóteljesítmény nő. A 3.36. ábrán folytonos vonallal jelöltük a vízzel és szaggatottal a $\nu = 200 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ kinematikai viszkozítású folyadékkal mért jelleggörbéket.

Az örvényszivattyú mérése. A mérés célja a szivattyú H szállítómagasság- és P teljesítmény-görbéjének meghatározása a q folyadékszállítás függvényében állandó fordulatszámom. A 3.37. ábra egy lehetséges mérőberendezést mutat. A mérni kívánt szivattyú a földszint alatti aknából szív, az akna vízszintváltozása a mérés ideje alatt elhanyagolható. A nyomócső felső vízszintes szakaszába egy mérőperem (MP) van építve, de ezt a mérés során nem használjuk. A mérőperem után két tolózár (T1 és T2), két kétutas gömbcsap (C1 és C2) és egy segédzivattyú (ssz) működik. A szállított víz végül a köbözőtartályba (KT) jut, amelynek vízszintje a vízállásmutató üvegcsövön olvasható le. A tartályt a



3.37. ábra

Szivattyút mérő berendezés

zárótányért emelő fogantyú (F) meghúzásával üríthetjük. A C₁ csap átállításával a nyomócsőből a vizet az aknába vezethetjük vissza. Ilyenkor a C2 csapot is át kell állítani, hogy a segédzivattyú ne maradjon víz nélkül. A szívó- és nyomócsonttól (*s* és *n* index) távolabb elhelyezett nyomásmegcsapolásokról (*sz* és *ny* index) a mérni kívánt nyomáskülönbséget víz közvetíti az egycsöves manométer (A) kivezetéseire. Az időt stopper (S), a fordulatszámot tachométer (J) méri. A szivattyút egyenáramú mérlegmotor (MM) hajtja, amelynek nyomatékát a karra (Kr) helyezett tömeg (G) nyomatéka egyenlíti ki. A folyadékszállítás a T2 tolózárral lehet szabályozni. A mérés és kiértékelés részleteit a 3.10. példa közli.

3.10. példa

Mérjük meg a 3.37. ábrán msz-el jelölt szivattyú szállítómagasság és teljesítmény jelleggörbéit a folyadékszállítás függvényében $n = 2000$ 1/min fordulatszámon!

A berendezés adatai:

a víz és a higany sűrűsége:	$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$,	$\rho_{\text{Hg}} = 13600 \text{ kg/m}^3$
a cső belső átmérője:	$d = 0,050 \text{ m}$	
a köböztartály belső átmérője:	$d_k = 0,5 \text{ m}$	
a megcsapolások távolsága		
a csontoktól:	$l_{sz} + l_{ny} = 0,6 \text{ m}$	
a csőúrlódási tényező:	$f = 0,02$	
a mérlegmotor karja:	$k = 0,3 \text{ m}$	

Minden pontban le kell olvasni:

a köböztartályban a szintemelkedéshez tartozó *t* időt

a köböztartályban az *m* szintemelkedést

az egycsöves higanyos manométer *h* kitérését

a mérlegmotor kiegyensúlyozásához szükséges *G* tömeget.

A leolvasott értékeket a 3.5. táblázat első négy oszlopa tartalmazza.

<i>t</i>	<i>m</i>	<i>h</i>	<i>G</i>	<i>q</i>	<i>H</i>	<i>P</i>
s	m	Hgm	kg	lit/s	m	kW
20,00	0,000	0,748	0,385	0,000	9,42	0,238
112,76	0,200	0,742	0,400	0,348	9,35	0,246
57,31	0,200	0,730	0,416	0,685	9,20	0,256
37,87	0,200	0,726	0,438	1,037	9,15	0,270
28,90	0,200	0,717	0,451	1,359	9,04	0,278
27,91	0,250	0,703	0,504	1,759	8,87	0,310
28,76	0,300	0,691	0,510	2,048	8,72	0,314
28,19	0,350	0,673	0,561	2,438	8,50	0,346
27,76	0,400	0,638	0,589	2,829	8,06	0,363
29,76	0,450	0,603	0,583	2,969	7,63	0,359
28,48	0,500	0,550	0,624	3,448	6,97	0,385

3.5. táblázat

A folyadékszállítás meghatározása a mért adatokból dm³/s mértékegységben:

$$q = \frac{m d_k^2 \pi}{t 4} 1000 \text{ dm}^3/\text{s}.$$

A szállítómagasság számítása a mért adatokból:
a manométer egyensúlyi egyenlete:

$$p_{ny} - p_{sz} = h(\rho_{Hg} - \rho)g - (l_{ny} + e)\rho g,$$

nyomás a cszonokban:

$$p_n = p_{ny} + l_{ny} \rho g + f \frac{l_{ny}}{d} \frac{\rho v^2}{2},$$

$$p_s = p_{sz} - f \frac{l_{sz}}{d} \frac{\rho v^2}{2}.$$

A fenti egyenletekből a cszonok közötti nyomáskülönbség:

$$p_n - p_s = h(\rho_{Hg} - \rho)g - e\rho g + f \frac{l_{sz} + l_{ny}}{d} \frac{\rho v^2}{2}.$$

A szállítómagasság, figyelembe véve, hogy a szívó- és nyomócszon azonos belső átmérőjű:

$$H = \frac{p_n - p_s}{\rho g} + e = h \frac{\rho_{Hg} - \rho}{\rho} + \frac{8 \cdot 10^{-6}}{\pi^2 g} \frac{f(l_{sz} + l_{ny})}{d^5} q^2 = 12,6h + Kq^2.$$

A K állandó:

$$K = \frac{8 \cdot 10^{-6} f(l_{sz} + l_{ny})}{\pi^2 d^5 g} = \frac{8 \cdot 10^{-6} \cdot 0,02 \cdot 0,6}{\pi^2 \cdot 9,81 \cdot 0,05^5} = 0,0031729 \frac{\text{ms}^2}{\text{dm}^6}.$$

A teljesítmény számítása a mért adatokból:

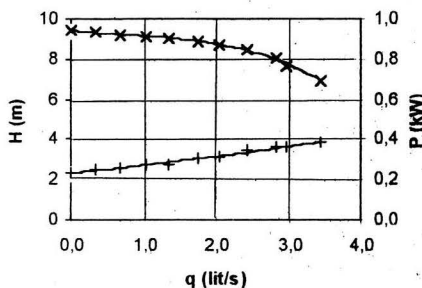
A szivattyú és mérlegmotor összekapcsolt forgórészeinek szögsebessége:

$$\omega = \frac{2\pi m}{60} = \frac{2\pi 2000}{60} = 209,4 \frac{1}{\text{s}}.$$

A szivattyú hajtásához szükséges teljesítmény:

$$P = \frac{k G \omega}{1000} \text{ kW}.$$

A kiszámított értékeket a 3.5. táblázat tartalmazza. A mért pontokat és a közük húzott, a H szállítómagasság esetében negyedfokú, a P teljesítmény esetén másodfokú görbéket az Excel programot alkalmazva a legkisebb hibánégyzetek módszerével határoztuk meg.



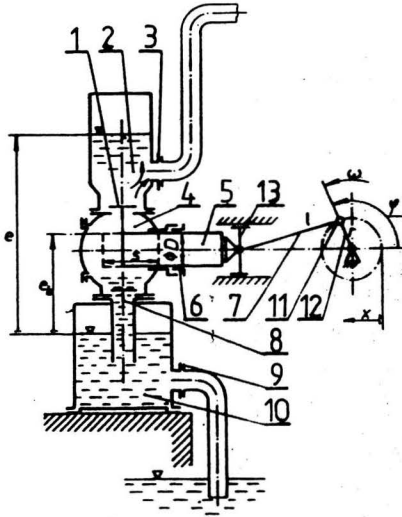
3.38. ábra

3.3. A térfogatkiszorítás elvén működő szivattyúk

A térfogatkiszorítás elvén működő **térfogatkiszorításos szivattyú** a munkatér (pl. a henger) térfogatának periodikus növelésével majd csökkentésével szállítja a folyadékot. A térfogat változtatását a kiszorítóelem (pl. dugattyú) végzi. A térfogat növelésekor a folyadék a munkatérbe beszívódik, csökkentésekor kiszorul.

A térfogatkiszorításos szivattyúkat két nagy csoportra osztjuk:

1. Dugattyús szivattyúk.
2. Forgódugattyús szivattyúk.



3.39. ábra

Egyszeres működésű egy hengeres dugattyús szivattyú

1: nyomószelep 2: nyomóoldali légüst 3: nyomócsonk 4: henger 5: dugattyú 6: tömszelence 7: hajtórúd 8: szívószelep 9: szívócsonk 10: szívóoldali légüst 11: forgattyúcsap 12: forgattyúkar 13: keresztfej
s: löket D: a dugattyú átmérője l: a hajtórúd hossza, r: a forgattyúkar hossza, φ : szögelfordulás, ω : szögsebesség, x: elmozdulás

A **dugattyús szivattyú** (3.39. ábra) munkatere a henger, kiszorítóeleme a hengerben váltakozó irányban mozgó dugattyú. A dugattyú balról jobbra haladva, a szívóvezetéken, a szívóoldali légüstön és a szívás hatására kinyíló szívószelepen át folyadékot szív be a hengerbe. A nyomószelepet a nyomáskülönbség zárva tartja. A szélső helyzet elérése után a dugattyú visszafelé, jobbról balra halad. A szívószelep zár, a dugattyú a folyadékot a nyomószelepen át a nyomóoldali légüstbe és onnan a nyomóvezetékbe kényszeríti.

A szivattyút hajtó motor tengelyének forgó mozgását a forgattyúkarból és hajtórúdból álló forgattyús hajtómű alakítja át lengő mozgássá. A dugattyút a henger hosszú furata és a keresztfej vezeti. A henger és a légkör között tömszelence tömit.

A dugattyú változó sebességgel mozog. Két szélső holtponti helyzetében sebessége zérus. Az ábrán az r forgattyúkar az óramutató járásával ellentétes irányban ω szögsebességgel mozog. A forgattyúkar szögelfordulása

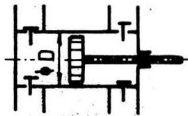
$\varphi = t\omega$. Itt t a nulla szögállástól mért idő. A dugattyúnak a jobb oldali holtponttól mért útja, sebessége és gyorsulása,

$$x = r[1 - \cos(\omega t)], \quad (3.32.)$$

$$v = r\omega \sin(\omega t), \quad (3.33.)$$

$$a = r\omega^2 \cos(\omega t). \quad (3.34.)$$

Az s **löket** a dugattyú két holtpontja közötti távolság. Ha a dugattyút forgattyús hajtómű hajtja: $s = 2r$. A V **lökettérfogat** a dugattyú által egy löket alatt kiszorított térfogat, a löketnek és a dugattyú működő A felületének szorzata: $V = As$. **Kettős löket** az a két löketnyi út, amelyet a dugattyú egyik

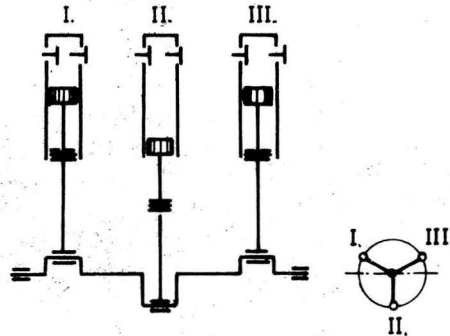


3.40. ábra

Kétszeres működésű dugattyús szivattyú

holtponthelyzetéből kiindulva megtesz, míg ismét eléri ugyanazt a holtponthelyzetet. **Löketszám** az időegység alatt megtett kettős löketek száma. A szivattyút forgattyús hajtóművel hajtva a löketszám a forgattyúkar fordulatszámával egyenlő.

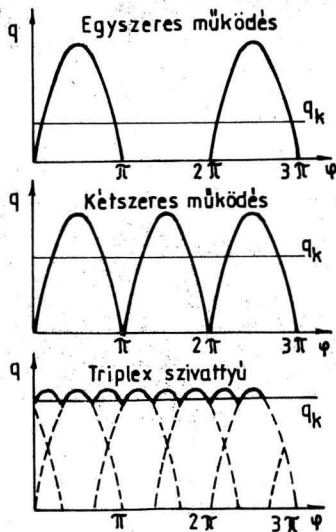
Az **egyszeres működésű dugattyús szivattyú** (3.39. ábra) kettős löketének egyik lökete alatt szív, a másik alatt csak nyom. A **kétszeres működésű dugattyús szivattyú** (3.40. ábra) dugattyújának mindkét felülete dolgozik és minden löketre jut egy szívó- és egy nyomóütem.



3.41. ábra

A triplex szivattyú vázlat

I, II és III: az egyes hengerek sorszámai



3.42. ábra

Az egyszeres és kétszeres működésű, valamint a triplex szivattyú elméleti folyadék szállítása az idő függvényében

A **triplex szivattyú** (3.41. ábra) háromhengeres egyszeres működésű dugattyús szivattyú. Az egyes forgattyúkarok egymáshoz képest 120° fokkal el vannak forgatva.

A dugattyús szivattyú **elméleti folyadékszállítása** (q_e) az összes dugattyúfelület által az időegység alatt kiszorított térfogat.

A **közepes folyadékszállítás** (q_k) a nyomócsonkon kiáramló térfogatáram időbeli átlaga:

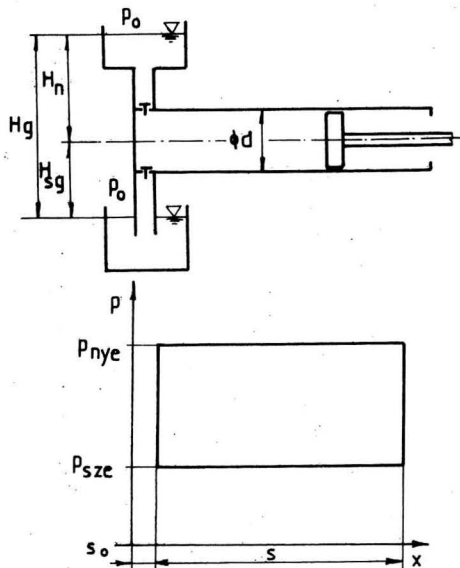
$$q_k = Vniz\eta_{vol} \quad (3.35.)$$

Itt V a lökettérfogat, n a löketszám, i a **működésszám** (egyszeres működés esetén $i = 1$, kétszeres működésnél $i = 2$), z a hengerek száma, η_{vol} a **volumetrikus hatásfok**, ami a dugattyú és a szelepek tömítetlenségi veszteségeit veszi figyelembe.

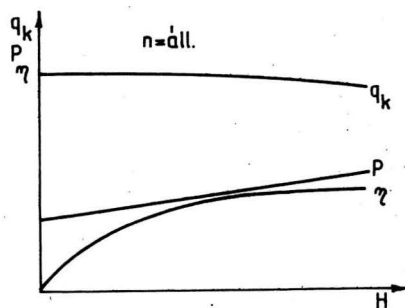
Az egyszeres és kétszeres működésű, valamint a triplex szivattyú elméleti folyadékszállítását a forgattyúkar szögfel-

fordulásának függvényében a 3.42. ábra mutatja.

Az egyszeres és a kétszeres működésű szivattyúk folyadékszállításának nagymértékű ingadozását légüsttel csillapítjuk. A légüst működését a 3.39. ábra nyomóoldali légüstjének példáján mutatjuk be: $q > q_k$ esetén a kiszorított folyadéknak csak egy része áramlik ki a nyomócsonton, a többi a légüstben marad, emeli annak folyadékszintjét és összenyomja a légpárnát, amely mint a rugó a folyadékszállítás csökkenésekor a tárolt folyadék egy részét a nyomócsonton át a nyomóvezetékbe nyomja.



3.44. ábra
A dugattyús szivattyú elméleti indikátordiagramja



3.43. ábra

A dugattyús szivattyú jelleggörbéi
H: szállítómagasság q_k : közepes folyadékszállítás P: hajtóteljesítmény η : hatásfok n: löketség

A többi szivattyújellemzőnek, a szállítómagasságnak, a hajtóteljesítménynek, a hasznos teljesítménynek és a hatásfoknak az értelmezése megegyezik az örvényszivattyúknál tanult definícióval. Az egyetlen különbség: az ingadozó folyadékszállítás miatt a képletekbe az ott szereplő mennyiségek időbeli átlagát kell behelyettesíteni.

A hengertérben végbemenő folyamatokat az elméleti indikátordiagram segítségével mutatjuk be. Az **indikátordiagram** (3.44. ábra) a nyomás változását mutatja a hengerben, miközben a dugattyú egyik holtponti helyzetéből

kiindulva ugyanoda visszatér, vagyis egy kettőslöketyei elmozdulás alatt. Végtelen lassú nyomásváltozást feltételezünk és az áramlási veszteségeket elhanyagoljuk. A működési szám: $i = 1$, a hengerek száma: $z = 1$.

A **károstér** a hengertérfogat és a lökettérfogat különbsége. A károstér nagysága az önfelszívó képességet befolyásolja. Mennél kisebb, annál mélyebbről tudja az üres szivattyú a folyadékot felszívni. A 3.39. ábrán bemutatott búvárdugattyús szivattyúnak nagy a káros tere, kicsi az önfelszívó képessége, a 3.40. ábra tárcsás dugattyúval ellátott szivattyújának kicsi a káros tere és ezért jó az önfelszívó képessége. A 3.44. ábra jelöléseivel a károstér és a lökettérfogat nagysága:

$$V_k = s_o d^2 \pi / 4 = s_o A, \quad (3.36.)$$

$$V = s A. \quad (3.37.)$$

A hengertér nyomása a szívóütem alatt:

$$p_{sze} = p_o - H_{sg} \rho g. \quad (3.38.)$$

A hengertér nyomása a nyomóütem alatt:

$$p_{nye} = p_o + H_n \rho g. \quad (3.39.)$$

Dugattyú mozgatásához szükséges munka:

$$W_i = (p_o - p_{sze}) A s + (p_{nye} - p_o) A s = (p_{nye} - p_{sze}) A s. \quad (3.40.)$$

Ha a súrlódástól és a szivattyúban keletkező veszteségtől eltekintünk, a dugattyú mozgatásához szükséges munka és a folyadéknak átadott, ún. **indikált munka** egyenlő, és arányos az indikátordiagram területével. A vizsgált elméleti esetben az indikált munka egyben az egy kettős löket alatt végzett hasznos munka:

$$W_i = (p_o + H_n \rho g - p_o + H_{sg} \rho g) V = (H_n + H_{sg}) \rho g V = H_e \rho g V. \quad (3.41.)$$

Esetünkben $H_e = H$.

A valóságos közegben figyelembe kell vennünk a veszteségeket.

H_e az **elméleti szállítomagasság**, ami a H szállítomagasság és a szivattyúban keletkező h' veszteségmagasság összege:

$$H_e = H + h'. \quad (3.42.)$$

A hidraulikus hatások:

$$\eta_h = \frac{H}{H_e} \quad (3.43.)$$

Ebben az elméleti esetben a hasznos teljesítmény:

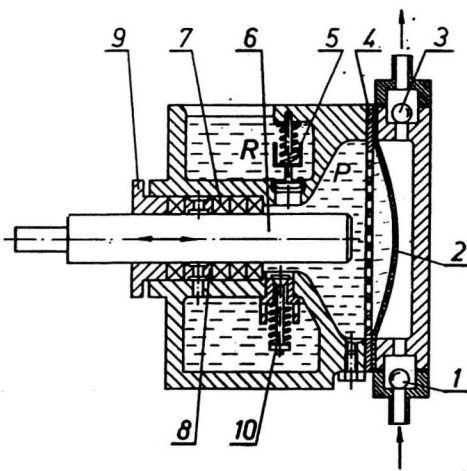
$$P_{he} = W_i n = H_e \rho g V n = H_e \rho g q_{ke} \quad (3.44.)$$

A mechanikai veszteségeket az η_m **mechanikai hatásfok** veszi figyelembe:

$$P_{he} = \eta_m P. \quad (3.45.)$$

Az elméleti folyadékszállítás és a közepes folyadékszállítás között a volumetrikus hatásfok teremt kapcsolatot:

$$q_{ke} = V n i z = \frac{q_k}{\eta_{vol}} \quad (3.46.)$$



A dugattyús szivattyú hasznos teljesítménye:

$$P_h = q_k \rho g H, \quad (3.47.)$$

bevezetett teljesítménye:

$$P = \frac{H \rho g q_k}{\eta_m \eta_h \eta_{vol}} = \frac{P_h}{\eta_m \eta_h \eta_{vol}} = \frac{P_h}{\eta} \quad (3.48.)$$

A szivattyú η összhatásfoka:

$$\eta = \eta_m \eta_h \eta_{vol} \quad (3.49.)$$

A dugattyús szivattyúban az **indikált teljesítmény**:

$$P_i = W_i n = \frac{P_h}{\eta_h \eta_{vol}} \quad (3.50.)$$

A **membránszivattyú** (3.45. ábra)

3.45. ábra

A dugattyús membránszivattyú vázlatja

- 1: szívószelep 2: membrán 3: nyomószelep 4: a membránt támasztó perforált tárcsa 5: biztonsági szelep 6: dugattyú 7: tömítőkarika 8: elosztógyűrű 9: szorítópersely 10. beszippanzó szelep

iszapos, szennyezett, koptató és maró folyadékot szállít. Kiszorítóeleme rugalmas membrán. Szelepei többnyire golyósszelepek. A dugattyú lengő mozgását a P primerfolyadék közvetíti a membránnak. A membrán két oldalán ugyanakkora a nyomás, és ez nagynyomású szivattyúk építését is lehetővé teszi. A primerfolyadék többnyire híg olaj, olaj-víz emulzió vagy más kenőképes folyadék. Szükség esetén hűtő- vagy fűtőfolyadékként is szolgálhat. Az **adagolószivattyú** (3.46. ábra) folyadék adagolására szolgáló fokozat mentesen változtatható folyadékszállítású szivattyú, amelyen a kívánt folyadék-szállítás beállítható.

Követelmények:

1. Az ellennyomástól független állandó folyadékszállítás 0,5...1,0%-os hibán belül.
2. Kis mennyiséget is lehessen nagy nyomás ellenében pontosan adagolni.
3. Fokozatmentesen állítható folyadék-szállítás.

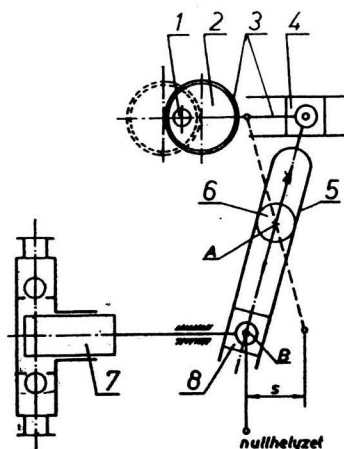
Megfelelő típus és szivattyúanyag választásával a vegyiparban előforduló folyadékok bármelyikét adagolni lehessen

5. Üzembiztonság.

A folyadékszállítás fokozatmentes változtatására két lehetőség van: a löketség és a hasznos lökethossz fokozatmentes változtatása. A löketség módosítás változtatható fordulatszámú hajtómotorral (pl. egyenáramú motor vagy tirisztoros hajtás) vagy változtatható módosítású közlőművel valósítható meg.

A lökethosszt különleges, állítható hajtóművel módosítják. Példaképpen a 3.46. ábrán a hibás hajtóművel hajtott adagolószivattyú (Lewa) vázlata látható.

Az ábrán a 4 keresztfej, amit az 1 tengelyre ékelt 2 excenter mozgat, a 3 hajtórúd közvetítésével a 6 csap körül elfordítja az 5 hibát. A 7 dugattyút a hibán csúszkáló 8 csúszkó mozgatja. A lökethossz csökkentése végett a 6 csapot lefelé kell elmozdítani. A szállított térfogatáram kézikerékkel vagy a szokásos automatikus szabályozórendszerekhez (elektronikus, hidraulikus vagy pneumatikus) kapcsolható löketállító berendezésekkel állítható be.

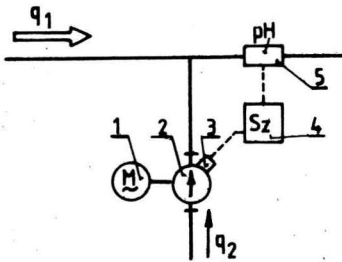


3.46. ábra
A hibás hajtómű kinematikai vázlata

- 1: tengely 2: excenter 3: hajtórúd
4: keresztfej 5: hiba 6: csap
7: dugattyú 8: csúszkó s: löket
A: a hiba forgáspontja

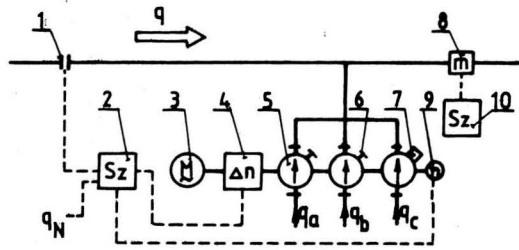
A 3.47. ábrán a feladat a főáram pH értékét állandónak tartani. Az 5 pH mérő

jelét a 4 jelű szabályozó kiértékeli és az elektromos löketállító berendezés



3.47. ábra

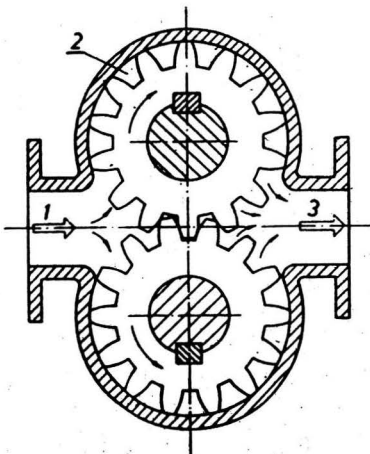
A főáram pH értékének beállítása adagoló szivattyúval
 1: hajtómotor 2: adagolószivattyú 3: löketbeállító 4: szabályozó 5: pH-érték mérő
 q_1 : főáram, q_2 : a pH-t beállító folyadékáram



3.48. ábra

Térfogatárammal arányos adagolás
 1: térfogatáram-mérő 2: szabályozó 3: hajtómotor 4: fokozatmentes áttételű hajtómű 5: adagolószivattyú 6: a lökethosszat beállító kézikerekek 7: löketállító berendezés 8: az m jellemzőt mérő berendezés 9: fordulatszám-távadó 10: szabályozó a, b, c: az egyes folyadékokra vonatkozó indexek

közvetítésével a kívánt mértékben módosítja a pH beállítására szolgáló folyadék q_2 térfogatáramát.



3.49. ábra

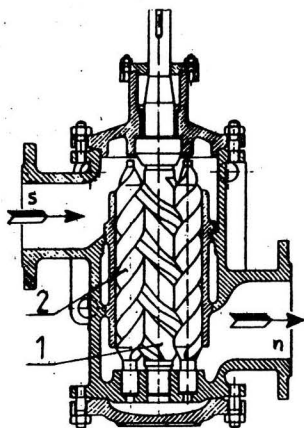
Fogaskerék-szivattyú
 1: szivótér 2: fogárok 3: nyomótér

A térfogatárammal arányos adagolásra a 3.48. ábra mutat példát. A q főáram időben változik. Az a és b komponensek q_a/q és q_b/q arányait állandó értéken kell tartani. A c komponens q_c térfogatáramát az m mért érték szerint kell beállítani. A három adagolószivattyút közös motor hajtja fokozatmentesen állítható módosítású közlőmű beiktatásával. q_N a főáramnak a 2 szabályozón beállítható névleges értéke.

A q_a/q_N és a q_b/q_N arányok kézikerekekkel (lökethossz módosítással) állíthatók be. A c komponenszt szállító szivattyú löketét az m mért érték alapján a 10 szabályozó állítja be a 7 löketbeállító berendezés közvetítésével. Ha a q főáram eltér a q_N névleges értéktől, a 2 szabályozó a löketségőrt (fordulatszámot) q/q_N arányban módosítja, miközben a q_a/q és q_b/q arányok változatlanok maradnak.

A forgódugattyús szivattyú (rotációs szivattyú) szelep nélküli, térfogatkiszorításos szivattyú, amelyben egy vagy

több, koncentrikus vagy excentrikus forgó kiszorító elem a kerülete mentén szállítja a folyadékot. Sok típusa ismert, itt csak a leggyakrabban előfordulókat soroljuk fel.



3.51. ábra

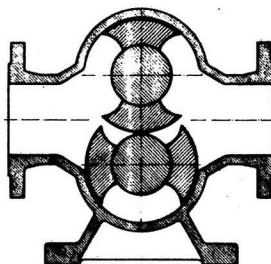
Háromorsós csavarszivattyú

1: főorsó 2: tömítő orsó

s: szívócsont, n: nyomócsont

forgórészeinek összehangolt mozgását a fogszámú fogaskerékpár biztosítja. A különböző nyomású tereket hosszú tömítőrészek választják el, ezért nagy nyomáskülönbség ellenében is kis résvesztéssel szállít. Tulajdonképpen egy fogaskerékszivattyú, de a fogaskerekeknek csak két-két foguk van. Könnyen tisztítható. Főleg az élelmiszeriparban használják.

A **csavarszivattyú** (3.51. ábra) kiszorítóelemei forgó csavarorsók. A főorsó körül egy vagy több tömítőorsó helyezkedik el. Az orsómenetek és a ház többszörösen elkülönítik a szívó- és a nyomóteret. A menetek és a ház közé bezárt folyadéktest alakját haladás közben nem változtatja. Ez a tulajdonsága az élelmiszeriparban jelentős, ahol sok a kényes folyadék, amely az

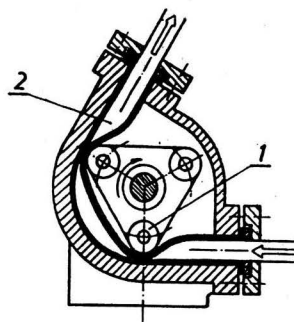


3.50. ábra

Forgódobos szivattyú

A **fogaskerékszivattyú** (3.49. ábra) kiszorító elemei egymáson legördülő fogaskerekek. A ház és a fogárkok cellákat alkotnak, amelyek a folyadékot a szívóteréből a nyomóterbe szállítják. A szívóteret a nyomótértől a kapcsolódó fogak tömítik el. Csak kenőképes folyadék szállítására alkalmas. Nagy fordulatszámom járatható. 250 bar nyomás-különbség előállítására is alkalmas.

A **forgódobos szivattyú** (3.50. ábra) folyadéktéren kívül elhelyezett azonos



3.52. ábra

Tömlős szivattyú

1: görgő, 2: tömlő

erős keverés hatására megtörik. De más nem newtoni folyadék szállításánál is fontos lehet. A kenőképes folyadékot szállító szivattyú csapágyait a folyadéktéren belül helyezik el.

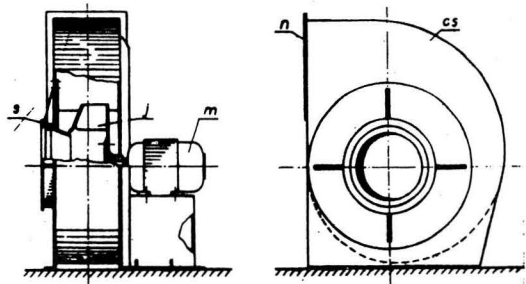
A **tömlős szivattyú** (3.52. ábra) kiszorító elemei a görgők, amelyek a rugalmas tömlőt periodikusan összeszorítják, majd felengedik, miközben a folyadékot a forgásirányba szorítják. Hermetikus szivattyú, mert nem tartalmaz mozgó tömitést. Emiatt különösen alkalmas steril folyadékok szállítására. Laboratóriumokban adagoló szivattyúként alkalmazzák. Agresszív folyadékok, és szuszpenziók szállítására is alkalmas.

3.4. Áramlástan elven működő gázz szállító gépek

A gázok szállítására használt gépeink:

1. A **ventilátor** gáznemű közeget kis nyomáskülönbség ($\Delta p < 0,05$ bar) ellenében szállító gép. Ilyen kis nyomáskülönbség esetén a gáz összenyomhatósága elhanyagolható, a ventilátoron belül a sűrűség állandónak tekinthető.
2. A **fúvó** mérsékelt nyomáskülönbség ellenében szállít, $\Delta p = 0,05 \dots 2,0$ bar. A gáz sűrűségváltozását figyelembe vesszük. A sűrítés során keletkező hő kicsi, hűtésre nincs szükség. Szokásos típusai: a forgódugattyús fúvó és a turbófúvó.
3. A **kompreszor** nagy nyomáskülönbség ellenében szállít, $\Delta p > 2$ bar. Sűrítés közben a közeg erősen felmelegszik, ezért hűteni kell. Szokásos típusai: a dugattyús, a forgódugattyús és a turbókompreszor.
4. A **vákuumszivattyú** légkörinél kisebb nyomású térből szív.

A ventilátor szerkezete és működése néhány eltéréstől eltekintve az örvényszivattyúéval. A 3.53. ábra egy centrifugális ventilátor szerkezetét mutatja. A szállított gáz sűrűsége kb. ezredrésze a szivattyúban szállított folyadék sűrűségének. A gázz szállításban alkalmazott nagyobb sebességek következtében a mozgási energia változása számottevő lehet. A kis üzemi nyomásnak megfelelően a ventilátorházat és sokszor a járókereket is öntvény helyett lemezből hegesztve vagy szegecselve készítik.



3.53. ábra

A centrifugális ventilátor szerkezete
cs: csigaház, j: járókerék, m: hajtómotor,
n: nyomócsonc, s: szívócsonc

A ventilátor üzemi jellemzői:
A **légszállítás** (q , m^3/s): a beszívott gáz térfogatárama.

Az **össznyomás-növekedés** (Δp_δ , Pa) megfelel a szivattyú szállítómagasságából számított nyomáskülönbségnek. A kis sűrűség miatt a magasság-különbségből származó változás elhanyagolható:

$$\Delta p_\delta = p_n - p_s + \frac{\rho}{2}(v_n^2 - v_s^2). \quad (3.51.)$$

Az össznyomás-növekedés a légszállítás mellett a szállított gáz sűrűségének is függvénye. A ventilátor szállítómagassága is értelmezhető, bár nem használják:

$$H = \frac{\Delta p_\delta}{\rho g}. \quad (3.52.)$$

A szállítómagasság független a sűrűségtől, csak a légszállítás függvénye.

A **statikus nyomásnövekedés** (Δp_{st} , Pa):

$$\Delta p_{st} = \Delta p_\delta - \frac{\rho}{2}v_n^2 = p_n - p_s - \frac{\rho}{2}v_s^2. \quad (3.53.)$$

Szabadból szívó ventilátor esetében :

$$\Delta p_{st} = p_n - p_0. \quad (3.54.)$$

A fenti egyenlet belátható, ha felírjuk a Bernoulli-egyenletet egy távoli, p_0 légköri nyomású pont és a ventilátor szívócsonkja között:

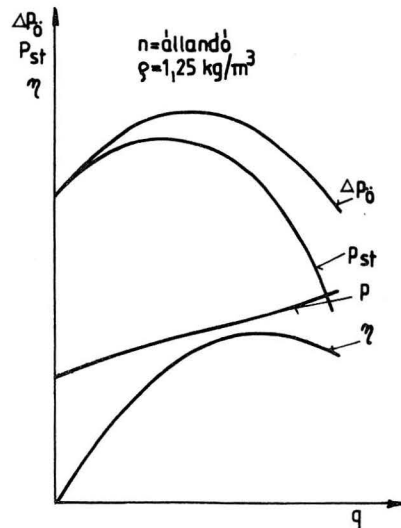
$$p_0 + 0 = p_s + \frac{\rho}{2}v_s^2. \quad (3.55.)$$

A 3.53. és 3.55. egyenleteket összevonva a 3.54. állítást kapjuk.

A **hasznos teljesítmény** (P_h , W):

$$P_h = q \Delta p_\delta. \quad (3.56.)$$

A **bevezetett teljesítmény** (P , W) a hajtó- motortól a ventilátor tengelyén érkező teljesítmény:



3.54. ábra
A ventilátor jelleggörbéi

$$P = M\omega, \quad (3.57.)$$

itt M a tengelynek átadott nyomaték, ω a tengely szögsebessége.

A **ventilátor hatásfoka** (η):

$$\eta = \frac{P_h}{P} = \frac{q\Delta p_o}{M\omega}. \quad (3.58.)$$

A **statikus hatásfok** (η_{st}):

$$\eta_{st} = \frac{q\Delta p_{st}}{M\omega}. \quad (3.59.)$$

Az üzemi jellemzők közötti adott fordulatszámhoz és adott sűrűséghez tartozó kapcsolatot a szivattyúhoz hasonlóan itt is a **ventilátor jelleggörbéi** mutatják (3.54. ábra). Más fordulatszámra az affinitás törvényeivel, más sűrűségre az alábbi összefüggésekkel lehet átszámítani:

$$\Delta p_o' = \frac{\rho'}{\rho} \Delta p_o, \quad (3.60.)$$

$$\Delta p_{st}' = \frac{\rho'}{\rho} \Delta p_{st}, \quad (3.61.)$$

$$P' = \frac{\rho'}{\rho} P, \quad (3.62.)$$

Ha a ventilátor H szállítómagassága 500 m-nél nagyobb, a gáz nem tekinthető teljesen összenyomhatatlannak, ezért az MSZ 11110 szabvány előírásai szerint a nyomócsonkon kilépő térfogatáram és az össznyomás-növekedés az alábbi képletekkel számítható:

$$q_n = \frac{\rho_s}{\rho_n} q, \quad (3.63.)$$

$$\Delta p_o = p_n - p_s + \frac{\rho_n}{2} v_n^2 - \frac{\rho_s}{2} v_s^2. \quad (3.64.)$$

A **ventilátor mérése**: A mérés célja a Δp_o össznyomás-növekedés, a Δp_{st} statikus nyomásnövekedés, a P bevezetett teljesítmény és a ventilátor-ékszíjhajtás-elektromotor gépcsoport η hatásfok görbéjének meghatározása a q légszállítás

függvényében állandó fordulatszámon. A 3.55. ábra egy lehetséges mérőberendezést mutat. Az elektromotor ékszíjhajtás közvetítésével hajtja a ventilátort, ami a szabadból szív. A ventilátor fordulatszámát Jaquet-indikátorral, az elektromotor felvett teljesítményét villamos teljesítménymérővel mérjük. A térfogatáramot mérőperemmel határozzuk meg. A nyomócsonk nyomását, a mérőperem nyomáskülönbségét és a perem előtti nyomást víztöltésű U-csöves manométerrel határozzuk meg. A légszállítást pillangószelep szabályozza. A nyomócsonk után beépített egyenirányító megszünteti a csigaház által okozott zavarásokat és ezáltal a szabvány előírásainak megfelelően a mérőperem előtti egyenes csőhossz rövidíthető.

A mérés és kiértékelés részleteit a 3.11. példa mutatja.

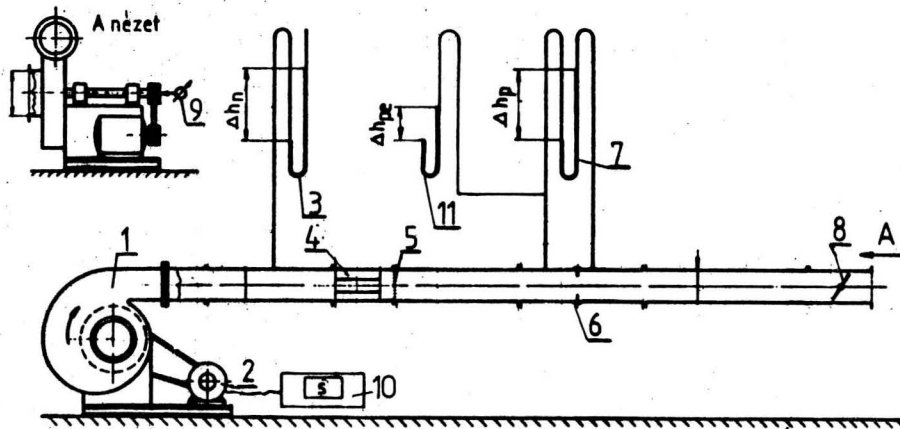
3.11. példa

Mérjük meg a 3.55. ábrán 1 tételszámmal jelölt ventilátor össznyomás-növekedés, statikus nyomásnövekedés, bevezetett teljesítmény és a ventilátor-ékszíjhajtás-elektromotor gépcsoport-hatásfok jelleggörbéit a m^3/h -ban adott légszállítás függvényében $n = 2300$ 1/min fordulatszámon!

A légköri nyomás: $b = 745,3$ torr. A környezet hőmérséklete: $t_0 = 29,8$ °C. A ventilátor a szabadból szív, nyomócsonkének belső átmérője: $d = 0,150$ mm. A villamos teljesítménymérő állandója: $K = 80$ watt/osztás. A víz sűrűsége: $\rho_v = 1000$ kg/m³. A levegő gázállandója: $R = 287$ J/kgK.

A légköri nyomás:

$$p_0 = 133,3b = 133,3 \cdot 745,3 = 99348 \text{ Pa} .$$



3.55. ábra

Ventilátort mérő berendezés

- 1: ventilátor, 2: elektromotor, 3: U-csöves manométer, 4: egyenirányító,
 5: egyenirányító szita, 6: mérőperem, 7: U-csöves manométer,
 8: pillangószelep, 9: fordulatszám-mérő, 10: villamos teljesítménymérő,
 11: U-csöves manométer

Δh_n mm	Δh_{pe} mm	Δh_p mm	n^* 1/min	S osztás
184	161	363	2299	51,0
222	202	294	2302	48,0
250	233	241	2300	45,5
288	273	180	2310	43,5
319	311	123	2323	40,0
340	334	86	2329	37,0
357	353	56	2342	34,5
370	368	28	2350	30,0
376	376	10	2372	25,0
378	378	4	2379	23,5
372	371	0	2380	20,5

3.6. táblázat

A légköri levegő sűrűsége:

$$\rho_0 = \frac{p_0}{R(273 + t_0)}, \text{ Pa.}$$

Minden mérési pontban le kell olvasni:

1. Az U-csöves manométerek Δh_n , Δp_e és Δh_p kitéréseit.
2. Az n^* fordulatszámot.
3. A villamos teljesítménymérő S kitérését.

A leolvasott értékeket a 3.6. táblázat tartalmazza.

A nyomócsonkban a nyomás a mért fordulatszámra. A nyomásmegcsapolás és a csonk távolsága kisebb, mint $2d$, ezért a köztes szakasz áramlási vesztesége elhanyagolható:

$$p_n^* = p_0 + \frac{\Delta h_n \rho_v g}{1000}, \text{ Pa.}$$

Sűrűség a nyomócsonkban:

$$\rho_2 = \frac{p_n^*}{R(273 + t_0)}, \text{ kg/m}^3.$$

A sűrűség a mérőperem előtt:

$$\rho_3 = \frac{p_0 + \frac{\Delta h_{pe} \rho_v g}{1000}}{R(273 + t_0)}, \text{ Pa.}$$

A mérőperem mérőnyomása:

$$\Delta p_p = \frac{\Delta h_p \rho_v g}{1000}, \text{ Pa.}$$

A nyomócsonkon mért fordulatszámra átáramló térfogatáramot a mérőperem átfolyási egyenletéből határoztuk meg és átszámítottuk m^3/h mértékegységre:

$$q_n^* = 3600 C E \varepsilon \frac{d^2 \pi}{4} \sqrt{\frac{2 \Delta p_p}{\rho_3}}, \text{ m}^3/\text{h.}$$

A számítás részleteit itt most nem ismertetjük, mert azt a 2. fejezetben részletesen tárgyaltuk és példával is szemléltettük. Az eredményeket a 3.7. táblázatban tüntettük fel.

A nyomócsonkon kiáramló levegő dinamikus nyomása a mért fordulatszámra:

$$\frac{\rho_2 v_n^{*2}}{2} = \frac{\rho_2}{2} \left(\frac{4 q_n^*}{3600 d^2 \pi} \right)^2, \text{ Pa.}$$

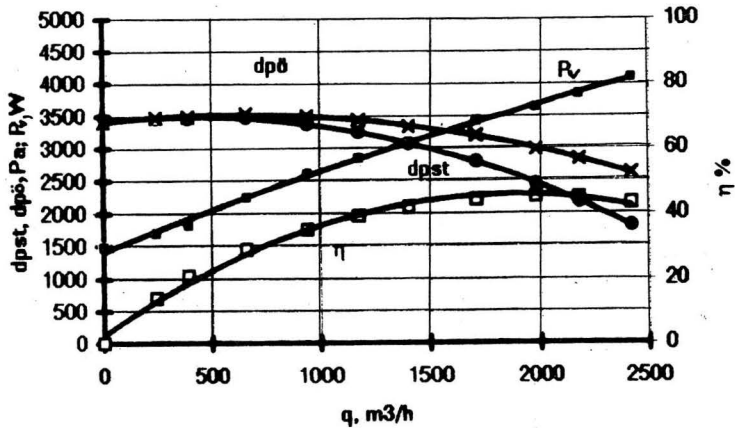
A szívócsonkon beszívott térfogatáram, átszámítva 2300 1/min fordulatszámra:

$$q = \frac{n}{n^*} \frac{\rho_2}{\rho_0} q^*, \text{ m}^3/\text{h.}$$

A statikus nyomásnövekedés, átszámítva 2300 1/min fordulatszámra:

$$\Delta p_{st} = \left(\frac{n}{n^*} \right)^2 (p_n^* - p_0), \text{ Pa.}$$

Az össznyomás-növekedés, átszámítva 2300 1/min fordulatszámra:



3.56. ábra

$$\Delta p_0 = \Delta p_{st} + \left(\frac{n}{n^*}\right)^2 \frac{\rho_2}{2} v_n^2, \text{ Pa.}$$

Az elektromotor bevezetett teljesítménye, átszámítva 2300 l/min fordulatszámra. Feltételeztük, hogy a kismértékű fordulatszám-változás közben az elektromotor hatásfoka állandó marad.

$$P_m = \left(\frac{n}{n^*}\right)^3 KS, \text{ W.}$$

P_n^* Pa	ρ_2 kg/m ³	ρ_3 kg/m ³	q_n^* m ³ /h	P_{din} Pa	q m ³ /h	Δp_{st} Pa	Δp_0 Pa	P_v W	η %
101154	1,164	1,161	2377	812,8	2421	1807	2619	4085	43,13
101526	1,168	1,166	2135	658,1	2180	2174	2832	3830	44,78
101801	1,171	1,170	1930	539,3	1978	2453	2992	3640	45,16
102174	1,176	1,174	1665	402,7	1705	2801	3204	3435	44,17
102478	1,179	1,178	1374	275,0	1403	3068	3343	3106	41,95
102684	1,182	1,181	1147	192,2	1171	3253	3445	2851	39,32
102851	1,184	1,183	925	125,2	941	3378	3503	2614	35,01
102978	1,185	1,185	654	62,6	663	3477	3539	2250	28,98
103037	1,186	1,186	391	22,3	393	3468	3490	1823	20,88
103057	1,186	1,186	247	8,9	248	3466	3475	1699	14,07
102998	1,185	1,185	0	0,0	0	3408	3408	1480	0,00

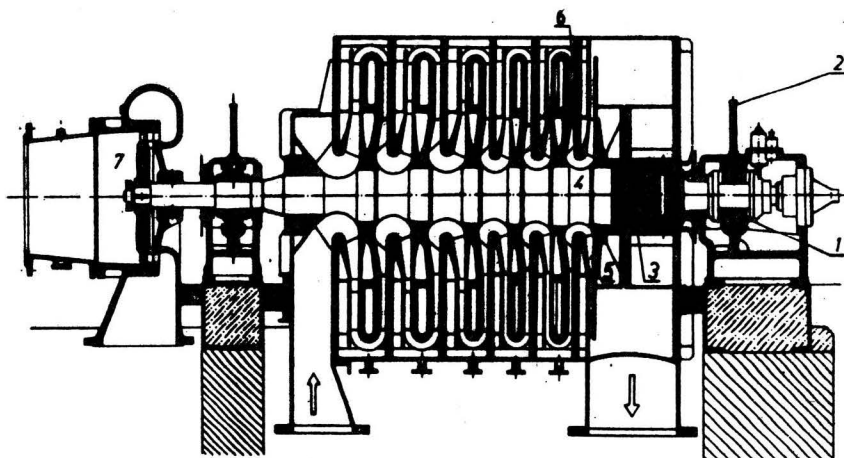
3.7. táblázat

A gépcsoport hatásfoka:

$$\eta = \frac{q \Delta p_0}{3600 P_v}$$

A számítás eredményeit a 3.7. táblázat és a 3.56. ábra mutatja.

A turbófűvők és turbókompresszorok szerkezete, működési elve és üzemi jellemzőinek egy része hasonlít az örvényszivattyúra. Szerkezetük szerint megkülönböztetünk centrifugális és axiális kompresszorokat. A 3.57. ábrán



3.57. ábra

Centrifugális kompresszor

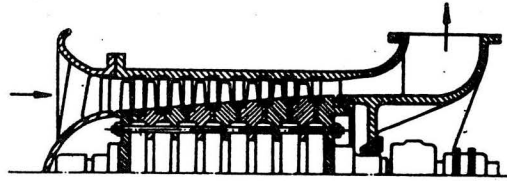
1: egyesített radiális és talpcsapágy, 2: a csapágyhőmérsékletet mérő hőmérő, 3: labirint tömítés, 4: tengely, 5: járókerék, 6: vezetőkerék, 7: gőzturbina

bemutatott **centrifugális kompresszor** hatfokozatú. A turbószivattyúhoz hasonlóan minden fokozat forgó járókerékből és álló vezető- visszavezető lapátsorból áll.

A járókerék megnöveli a rajta átáramló gáz nyomását és sebességét. A sebességnövekedés egy forgásirányú komponens létrehozásában nyilvánul meg. Az lenne a jó, ha a járókerékben csak a nyomás nőne és a sebesség állandó maradna, de a működési elv ezt nem teszi lehetővé. A feleslegesen megnövelt mozgási energiát a vezető- és visszavezető lapátsor alakítja át nyomásnövekedéssé, természetesen a diffúzoros áramlással szükségszerűen együtt jár viszonylag nagy áramlási veszteség árán. A következő járókerékbe a gáz körülbelül ugyanakkora sebességgel lép be, mint az előző fokozat járókerékébe. Az átömlő keresztmetszet fokozatról fokozatra csökken a gáz sűrűsége növekedésének megfelelően.

Az ábrán bemutatott kompresszort nitrogéngázok (N_2 , NO_2 , NO) sűrítésére használják, gázszállítása $q = 28000 \text{ m}^3/\text{h}$; $\Delta p = 3,3 \text{ bar}$ nyomáskülönbségre. A gépet 1500 kW maximális teljesítményű gázturbina hajtja, amely a más célra már nem hasznosítható hulladékgáz energiáját hasznosítja. A kompresszor háza hegesztett kivitelű, anyaga ausztenites krómnikkel acél. A sűrítés során a gépbe hűtés végett desztillált vizet vagy híg salétromsavat fecskendeznek. A nagy nyomású oldal labirint tömítésű. A tömítés első fokozatán átjutó gázt visszavezetik a szívóoldalra. A járókerék külső tárcsáira ható nyomóerők eredője egy tekintélyes nagyságú balra mutató tengelyirányú erő. A labirint tömítés kivitele olyan, hogy ezt a tengelyirányú erőt csaknem kiegyenlíti. A jobb oldali

csapágyházban elhelyezett kombinált, radiális és axiális siklócsapágyinak már csak a maradék tengelyirányú erőt kell viselnie. A 3.58. ábra **axiális kompresszort** mutat. Előnye a centrifugális kompresszorral szemben a jobb hatásfok, hátránya a meredekebb jelleggörbe miatti szűkebb üzemi tartomány.



3.58. ábra
Axiális kompresszor

A turbófűvők és turbókompresszorok üzemi jellemzői:

A **gázszállítás** (q , m^3/s): a szívócsonkon beszívott térfogatáram.

A **nyomáskülönbség** (Δp , Pa): a nyomó- és szívócsonkbeli nyomások különbsége:

$$\Delta p = p_n - p_s \quad (3.65.)$$

A **nyomásviszony** (p_n/p_s): a nyomó- és szívócsonkbeli abszolút nyomások hányadosa.

Az **adiabatikus szállítomagasság** (H_{ad} , m):

$$H_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_s}{\rho_s g} \left[\left(\frac{p_n}{p_s} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (3.66.)$$

A P hajtóteljesítmény definíciója azonos az eddig tanultakkal.

Az **adiabatikus hatásfok** (η_{ad}) az adiabatus szállítomagassággal számított hasznos teljesítmény és a hajtóteljesítmény hányadosa:

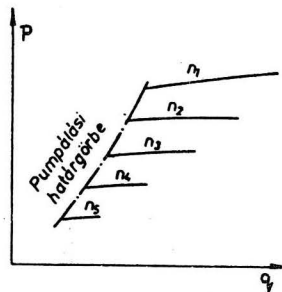
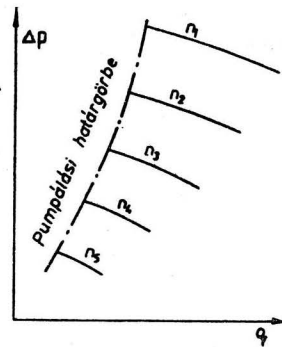
$$\eta_{ad} = \frac{q \rho_s g H_{ad}}{P} \quad (3.67.)$$

A szállított tömegáram (\dot{m} , kg/s):

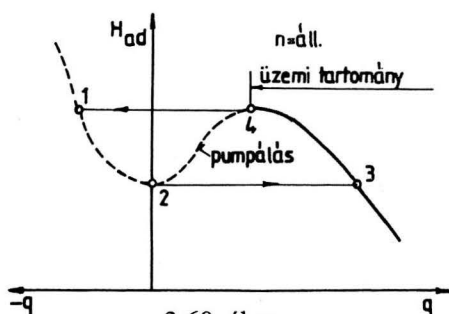
$$\dot{m} = q \rho_s = q_n \rho_n \quad (3.68.)$$

ahol q_n a nyomócsonkon kiáramló térfogatáram.

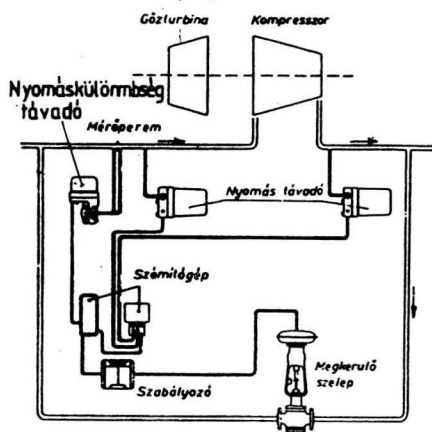
A 3.59. ábrán a turbókompresszor különböző fordulatszámhoz tartozó jelleggörbéi láthatók. A



3.59. ábra
A turbókompresszor jelleggörbéi



3.60. ábra
Pumpálás



3.61. ábra
Megkerülővezetékes szabályozás a pumpálás elkerülésére

turbókompresszor jelleggörbéjének mindig van visszahajló labilis ága. A kompresszor jelleggörbéje a negatív gázszállítás tartományában is kimérhető. Ha a csomók között nagyobb nyomáskülönbséget hozunk létre, mint amennyit a kompresszor elő tud állítani, akkor a gáz a nyomócsomóból a szívócsomó felé áramlik ($-q$). A 3.60. ábrán a visszahajló labilis ágat és a ($-q$)-hoz tartozó jelleggörbe-szakaszt szaggatva ábrázoltuk. E görbeszakasz felelős a turbókompresszorok egy kellemetlen üzemtani tulajdonságáért, a **pumpálásért**. Tegyük fel, hogy a kompresszor egy vegyipari készülékbe nyomja be az összesűrített gázt és a készülékből a reakció utáni terméket egy másik gép szívja el. Ha az elszívott mennyiség erősen lecsökken, a készülékben emelkedik a nyomás és ennek következtében a kompresszor munkapontja is balra tolódik. A legnagyobb nyomású pont (4) elérése után a készülék nyomása nagyobb lesz, mint a kompresszor által előállított

nyomás, a gáz visszafelé kezd áramolni és a munkapont átugrik a negatív ágra (1). A visszaáramlás következtében a tartály nyomása csökken, a munkapont (2)-be vándorol. Az elszívás miatt a tartálynyomás tovább csökken, a kompresszor nyomása nagyobb, mint a tartály nyomása, a kompresszor elkezd szállítani (3). Most már megint nagyobb a szállítás, mint az elszívás és a jelenség előlről kezdődik. A jelenség ijesztő pumpáló hanggal és intenzív géprezgéssel jár, ezért feltétlenül el kell kerülni, tehát meg kell akadályozni, hogy a munkapont a legnagyobb nyomású ponttól, vagyis az ún. pumpálási hatásgörbétől (3.59. ábra) balra kerüljön. Ennek érdekében a 3.61. ábrán látható megkerülővezetékes szabályozást alkalmazzák.

A szabályozó berendezés méri a beszívott gázáramot, a kompresszor előtti és utáni nyomást, és ezekből az adatokból megállapítja a munkapont helyzetét. A

szabályozóba beépített számítógépbe előre betáplálták a határgörbe adatait. A mérési adatokból a számítógép ellenőrzi, hogy a munkapont a határgörbétől balra fekszik-e. Ha igen, utasítja a szabályozót és az nyitja a megkerülő-vezetékét. A kompresszor gázszállítása a megkerülővezetéken visszaáramló gázmennyiséggel megnő, a munkapont jobbra tolódik.

A turbófűvők és turbókompresszorok szokásos szabályozási módjai:

Fordulatszám-szabályozás: A kompresszort gőz- vagy gázturbinával hajtják és a gázszállítást a turbina fordulatszámának módosításával állítják be. Egyike a leggazdaságosabb szabályozási módoknak.

Fojtásos szabályozás: Míg az örvényszivattyúknál a nyomóvezetékben, a turbókompresszoroknál a szívóvezetékben célszerű fojtani.

Az **előperdületes szabályozás:** a járókerék elé kapcsolt álló lapátsor az érkező gáznak forgásirányú sebességkomponenst ad és az csökkenti az adiabatikus szállítomágasságot.

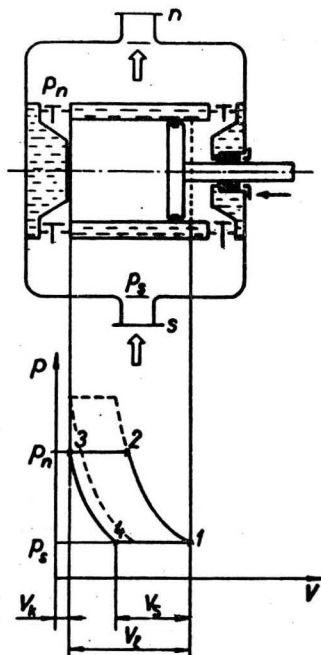
A kompresszor kiválasztásához minimálisan a következő adatokat kell a gyártó cégnek megküldeni: legkisebb belépő nyomás, legnagyobb belépő hőmérséklet, legkisebb molekulatömeg, a fajhők maximális viszonya (izentropikus kitevő), a legnagyobb nyomóoldali nyomás, a belépő gáz térfogatáramának maximuma, a szállítandó gáz jellemzői (összetétel, korróziós tulajdonság, gyúlékonyság, mérgező hatás, szilárd szennyeződések, stb.).

3.5. Térfogatkiszorítás elvén működő gázszállító gépek

A dugattyús kompresszorban (3.62. ábra) a nyomáskülönbséget a hengerben alternáló mozgást végző dugattyú kelti. A dugattyút forgattyús hajtómű mozgatja. A hengert a nyomáskülönbség és rugó hatására automatikusan nyitó és záró szelepek kötik össze a szívó-, ill. a nyomóvezetékkel. Az ábra kétszeres működésű dugattyús kompresszort mutat.

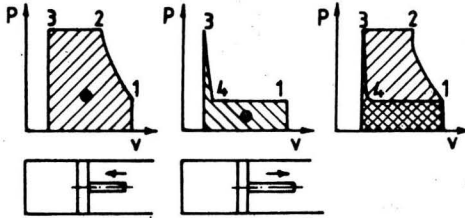
A dugattyú két oldala között a dugattyútömítés, a dugattyúrúd mentén a tömszelence tömít. Hűtésről a hengert körülvevő köpenyben áramló hűtőfolyadék gondoskodik.

A bal hengertérben lejátszódó munkafolyamatról az indikátordiagram (p - V diagram) ad tájékoztatást. A rajzolt helyzetben a szívó- és a nyomószelep is zárva van, és a dugattyú sűríti a gázt. A nyomócsonkbeli p_n nyomást elérve, 2 pont az indikátordiagramon, a nyomószelep nyit,



3.62. ábra
A dugattyús kompresszor és indikátordiagramja

és megkezdődik az összesűrített gáz kitolása a hengerből. A dugattyú a bal oldali holtponthoz (3) elérve sem szorítja ki az összes gázt a bal oldali hengertérből. A holtponthoz eljutva bennmaradt gáztérfogatot **károstérnek** (V_k) nevezik. A dugattyú elindul visszafelé, a károstérbe zárt gáz expandálni kezd, a nyomás csökken és ezért a nyomószelep bezár. A nyomáscsökkenés folytatódik egészen a szívótérbeni p_s nyomás eléréséig (4). Ekkor a szívószelep kinyit és a 4-1 szakaszon a dugattyú gázt szív be a szívótérből. A jobb oldali holtponthoz (1) a szívószelep bezár, a dugattyú megindul balra és a V_1 térfogatú gázt sűríteni kezdi. A nyomócsonkban p_n nyomást elérve a nyomószelep nyit (2) és a ciklus folytatódik. A valóságban a szelepnnyitáshoz nyomáskülönbség szükséges és emiatt a szelepek valamivel a p_s ill. a p_n nyomás elérése után nyitnak.



3.63. ábra
Az indikátordiagram származtatása

lökettérfogat viszonya $\lambda = V_s/V_1$.

A második fejezetben bemutattuk, hogy a p - V diagramban az állapotváltozást leíró görbe alatti terület arányos a dugattyúnak a gázon végzett munkájával. A 3.63. ábrán az 1-2-3 kompresszió és kitolási görbe alatti területből levonva a 3-4-1 expanzió és beszívás alatti területet eredményül az indikátordiagram területét kapjuk, ami az ún. indikált munkával arányos. Az indikált munka (W_i) a dugattyú egyik oldala által egy kettős löket alatt a gázon végzett munka. A hengerbéli nyomást alkalmas műszerrel felrajzolva az indikált munka mérhető. A veszteségeket elhanyagolva az elméleti indikált munka számításával is meghatározható, ha ismerjük az állapotváltozás módját.

Az elméleti izotermikus indikált munka levezetése:

$$W_{i,jz} = - \int_1^2 p dV - p_n(V_3 - V_2) - \int_3^4 p dV - p_s(V_1 - V_4), \quad (3.69.)$$

$$p_s V_1 = p_n V_2, \quad p_n V_3 = p_s V_4, \quad (3.70.)$$

$$- p_n(V_3 - V_2) - p_s(V_1 - V_4) = 0. \quad (3.71.)$$

Az 1 - 2 szakaszon:

$$pV = p_s V_1, \quad p = p_s \frac{V_1}{V}, \quad (3.72.)$$

$$-\int_1^2 p dV = -p_s V_1 \int_1^2 \frac{dV}{V} = p_s V_1 \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right) = p_s V_1 \ln\left(\frac{p_n}{p_s}\right). \quad (3.73.)$$

A 3 - 4 szakaszon:

$$p = p_s \frac{V_4}{V}, \quad (3.74.)$$

$$-\int_3^4 p dV = -p_s V_4 \ln\left(\frac{p_n}{p_s}\right). \quad (3.75.)$$

Az elméleti izotermikus indikált munka:

$$W_{i,jz} = p_s (V_1 - V_4) \ln\left(\frac{p_n}{p_s}\right) = p_s V_s \ln\left(\frac{p_n}{p_s}\right), \quad (3.76.)$$

ahol a 3.62. ábra jelölései szerint $V_s = V_1 - V_4$.

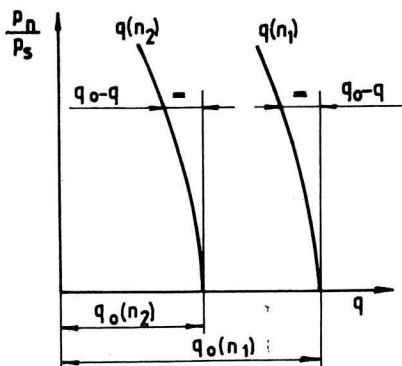
A dugattyús kompresszor elméleti közepes gázszállítása : $q_{ke} = inV_s$, ahol i a működésszám (egyszeres működésnél $i = 1$, kétszeresnél $i = 2$).

A henger elméleti **izotermikus indikált teljesítménye** (P_{iz} , watt) az elméleti indikált munka, az n löketség és a működésszám szorzata. Tehát kétszeres működésnél a dugattyú mindkét oldalának indikált munkáját figyelembe vesszük:

$$P_{iz,e} = inW_{i,jz} = p_s inV_s \ln\left(\frac{p_n}{p_s}\right) = p_s q_{ke} \ln\left(\frac{p_n}{p_s}\right). \quad (3.77.)$$

Hasonló levezetéssel kapjuk az elméleti **adiabatikus és politropikus indikált teljesítményt**:

$$P_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_s q_{ke} \left[\left(\frac{p_n}{p_s}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right], \quad (3.78.)$$



3.64. ábra
A dugattyús kompresszor
gázszállítása

tömeg időbeli átlaga. Értéke a nyomásviszonyon kívül a szívócsonkbeli sűrűségnek és a löketségnek a függvénye. Nem szokás használni.

A **gázszállítás** (q) a tömegáramból a szívócsonkbeli sűrűséggel számolt közepes térfogatáram:

$$q = \frac{\dot{m}}{\rho_s} = niV_s\eta_{vol} \quad (3.79.)$$

ahol η_{vol} a **volumetrikus hatásfok**. A (3.79.) összefüggésből kiolvasható, hogy a gázszállítás független a beszívott gáz sűrűségétől és a V_s -en keresztül csak a nyomásviszony függvénye. Ha a szívó- és a nyomócsonk között nincs nyomáskülönbség, $p_n = p_s$, akkor a beszívott V_s térfogat a V_l lökettérfogattal egyenlő, a gázszállítás $q_o = V_l ni \eta_{vol}$.

A gázszállítás változását a nyomásviszony függvényében a 3.64. ábra mutatja. Paraméter a löketség. Azonos nyomásviszonynál a $q_o - q$ különbség gyakorlatilag független a löketszámtól.

A hajtóteljesítmény vagy effektív teljesítmény (P , watt): a hajtómotor által a kompresszornak átadott teljesítmény.

A **hasznos teljesítmény**: A dugattyús kompresszorban megállapodásszerűen az elméleti indikált teljesítményt tekintik hasznosnak, azzal a különbséggel, hogy az elméleti közepes gázszállítás helyett a tényleges gázszállítást veszik figyelembe. Sorban az izotermikus (P_{iz}), adiabatikus (P_{ad}) és politropikus (P_{pol}) állapotváltozásra:

$$P_{iz} = p_s q \ln \left(\frac{p_n}{p_s} \right), \quad (3.80.)$$

ahol politropikus állapotváltozás esetében κ helyett a politropikus kitevőt kell beírni.

A dugattyús kompresszor üzemi jellemzői:

A **löketség** (n , 1/s): az időegységre eső kettős löketek száma. A gyakorlatban 1/min egységben szokás megadni.

A **nyomásviszony** (p_n/p_s) a nyomó- és a szívócsonkbeli abszolút nyomások hányadosa.

A **nyomáskülönbség**: $\Delta p = p_n - p_s$. Ha a kompresszor p_o légköri nyomású térből szív, és a nyomócsonk nyomását túlnyomásban mérjük, $\Delta p = p_n$.

A **szállított tömegáram** (\dot{m} , kg/s) a nyomócsonkon időegység alatt kiáramló

$$P_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa-1} p_s q \left[\left(\frac{p_n}{p_s} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right], \quad (3.81.)$$

$$P_{pol} = \frac{n_p}{n_p-1} p_s q \left[\left(\frac{p_n}{p_s} \right)^{\frac{n_p-1}{n_p}} - 1 \right], \quad (3.82.)$$

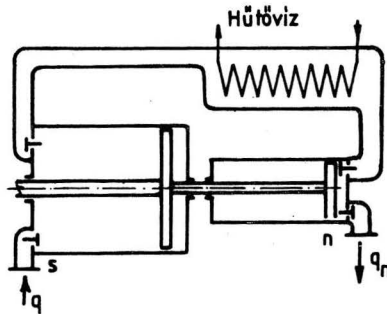
ahol n_p a politropikus kitevő, melynek értékét meg kell adni.

A **kompresszor hatásfok** a hasznos és a hajtóteljesítmény hányadosa. A hasznosnak ítélt állapotváltozás szerint minden kompresszorra megadható egy izotermikus (η_{iz}), egy adiabatikus (η_{ad}) és egy politropikus (η_{pol}) hatásfok:

$$\eta_{iz} = \frac{P_{iz}}{P}, \quad (3.83.)$$

$$\eta_{ad} = \frac{P_{ad}}{P}, \quad (3.84.)$$

$$\eta_{pol} = \frac{P_{pol}}{P}. \quad (3.85.)$$



3.65. ábra
Kétfokozatú kompresszor

Egy hengerben maximálisan $p_n/p_s \approx 6$ nyomásviszony valósítható meg. Nagy nyomások előállítására sorbakapcsolt több-fokozatú kompresszort alkalmazunk.

A szokásos fokozatok száma:

Nyomásviszony	6	10	100	1000
Fokozatok száma	1	2	3 vagy 4	5

Az egymás után következő fokozatokban egyre jobban összenyomott gáz térfogata fokozatról fokozatra csökken. Emiatt az egymás után következő fokozatok lökettérfogata is egyre kisebb. A gázt két fokozat között külön hőcserélőkben hűtik. A 3.65. ábra kétfokozatú kompresszor vázlatát mutatja.

A dugattyús kompresszor segédberendezései (3.66. ábra):

A **szívóoldali szűrő**: a beszívott gáz szilárd szennyeződéseit szűri ki. Ha elhagyjuk, a henger falához tapadó olajfilm leköti és csiszolópepet alkot a szennyeződésekkel, a dugattyú és a hengerfal gyorsan kopik. A nyomóvezetékbe iktatott gáztartály feladata a nyomásingadozás csillapítása és a

fogyasztási csúcsok kiegyenlítése. Kismértékű olaj- és cseppleválasztást is végez.

Az **olaj- és cseppleválasztó** leválasztja a harmatpont alá hűlt gázból kiváló olaj, víz és egyéb folyadékcseppeket.

A kompresszor szabályozása alatt a q gázszállításnak az igény szerinti beállítását értjük. Szokásos módjai:

1. Az **időszakos üzem**. Kikapcsolt állapotban a gáztartály szolgálja ki a fogyasztót. A gáztartályról vezérelt nyomáskapcsolóval automatizálható.

2. Szabályozás a **szívóvezeték fojtásával** (3.67. ábra). A szívóvezetékbe épített fojtószerelv részleges zárásával a szívóoldali ellenállást növeljük. Emiatt csökken a hengerben a szívóütem alatti nyomás, a sűrűség és a töltési fok.

3. Szabályozás a **szívószelep késleltetett zárásával** (3.68. ábra). Az erre a célra beépített segédberendezés a szívószelepet a nyomólöket egy részén nyitva tartja.

4. Szabályozás **pótkároster beiktatásával** (3.69. ábra). A káros tér növelésével a töltési fokot csökkentjük.

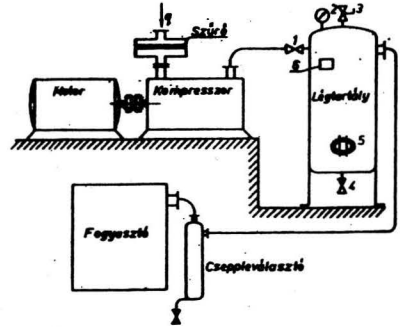
5. **Megkerülővezetékes szabályozás** (3.70. ábra). A kompresszort elhagyó gáz egy része a megkerülővezetéken keresztül visszaáramlik a kompresszor szívóvezetékébe. A továbbáramló és a visszaáramló gáz arányát a megkerülővezetékbe épített fojtószeleppel szabályozzuk.

A vegyiparban a dugattyús kompresszort a levegőn kívül még számos ipari gáz szállítására is használják.

A **nitrogén** levegőkompresszorral szállítható.

Az **oxigén** különleges kivitt igényel. Nagy nyomáson és hőmérsékleten egészen kevés hidrogén is elegendő a robbanáshoz. Oxigénkompresszor

kenéséhez olajat nem szabad használni, mert annak hidrogéntartalma a hőmérséklet növekedésével felszabadul. A kenőanyag desztillált víz 10...12% glicerinnel keverve. Az oxigénnel érintkező részeket bronzból, rézből vagy

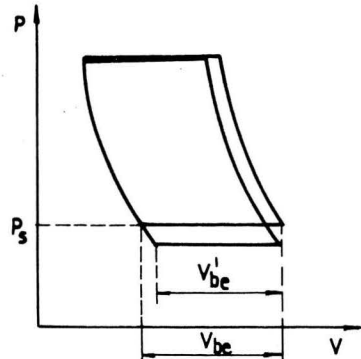


3.66. ábra

A térfogat-kiszorításos kompresszor segédberendezései

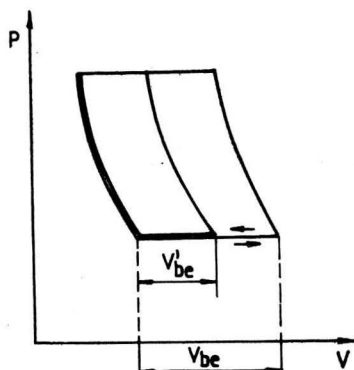
1: szelep, 2: manométer,

3: biztonsági szelep, 4: vízlevezető
5: szerelő nyílás, 6: adattábla



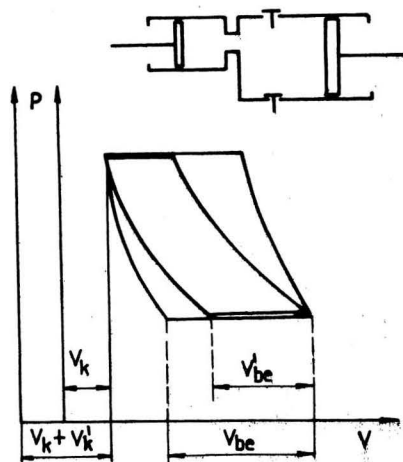
3.67. ábra

Szabályozás a szívóvezeték fojtásával



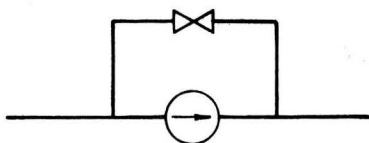
3.68. ábra

Szabályozás a szívószelep késleltetett zárásával



3.69. ábra

Szabályozás pótkarostér beiktatásával



3.70. ábra

Megkerülő vezetékes szabályozás

rozsdamentes acélból készítik. A dugattyúgyűrűt bronzból, fiberből vagy bőrből készítik. A fiber gyűrűk élettartama kicsi. Növelésükre a hőmérséklet növekedésével felszabadul. hengerfelületeket nagy felületi simasággal készítik és konstrukciós

megoldásokkal biztosítják a tömítőgyűrűk gyors és könnyű cseréjét. A henger alsó részét összekötik a szívócsővel, nehogy az elszívargó oxigén a gépház munkaterébe kerüljön.

Az **acetilénkompresszort** tökéletesen kell tömíteni, mert az acetilén az oxigénnel, levegővel keveredve robban. A rezet megtámadja.

A **klórgázkompresszor** kenésére olaj nem használható, mert az olajból kátrányszerű massa és sósav keletkezik. Kenésére tömény kénsavat használnak. A gépet öntöttvasból vagy öntött acélból készítik. A klór cseppfolyósításához szükséges 15-18 bar nyomást legalább 3 fokozatban kell előállítani, mert a 80...90°C hőmérsékletű nedves klór roncsolja a fémet. A tömítésen átszivargó gázt vissza kell vezetni a szívótérbe és meg kell akadályozni, hogy nedvesség kerüljön a hengerbe.

A **széndioxid** már kis nyomáson is eltér a gáztörvénytől. A kompresszor kenőanyagá nagyviszkozitású növényi olaj.

A vegyipar, az élelmiszeripar és a gyógyszeripar néhány területén a sűrített levegő vagy gáz még nyomokban sem tartalmazhat olajat. Az olajleválasztók

nem tudnak tökéletes leválasztást biztosítani. Ezért **hengerkenés-mentes, (olajmentes) kompresszorokat** fejlesztettek ki, amelyekben a dugattyú és a dugattyúrúd tömítését vagy labirint tömítés, vagy műszén tömítés végzi.

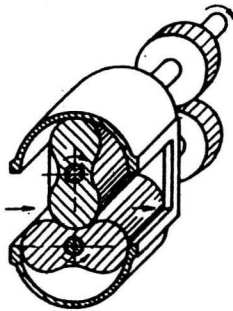
A **membránkompresszor** nemesgázokat, mérgező, gyúlékony és robbanásveszélyes gázokat szállító kompresszor. Szerkezete a membrán-szivattyúéhoz hasonló. A membrán anyaga fém vagy műanyag, élettartama 2000-4000 üzemóra. Oxigén szállításakor a membránmozgató közeg olaj helyett víz, nehogy egy esetleges membránszakadás robbanáshoz vezessen.

Forgódugattyús fúvók és kompresszorok házában egy vagy több egymással kényszerkapcsolatban álló különböző profilkiképzésű forgódugattyú forog. Fordulatszámuk viszonylag nagy, súlyuk a hiányzó forgattyús hajtómű miatt kicsi. Hátrányos tulajdonságuk a rések miatti nagy volumetrikus veszteség. A résméret csökkentésének határt szab, hogy a forgó dugattyú üzem közben jobban felmelegszik, mint a ház.

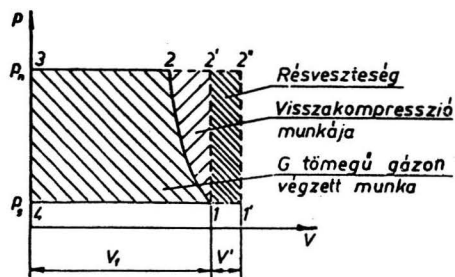
A Root-fúvó (3.71. ábra) működési elve hasonlít a fogaskerékszivattyúéhoz. Két egyforma kétszárnyú és lemniszkáta profilú forgódugattyút a munkatérén kívül elhelyezett fogaskerékpár az ábra szerint ellentétes irányba forgatja.

A dugattyúk sem egymással, sem a házzal nem érintkeznek, poros levegő szállítására is alkalmas. Nem igényel kenést, a gázt nem szennyezi olajjal.

A fúvó V_1 térfogatú, p_s nyomású gázt szív be (3.72. ábra) és azt kompresszió nélkül szállítja a nyomótérig. Amikor a forgás következtében a munkatér a nyomótérrel összekapcsolódik a $p_n - p_s$ nyomáskülönbség hatására a nyomótérből gáz áramlik vissza a kinyíló munkatérbe és az ott lévő gázt p_n nyomásra sűríti az 1-2 vonal mentén. Az eredetileg beszívott gázmennyiséget a forgódugattyú a 2-3 vonal mentén tolja ki a munkatérből. A forgódugattyúnak azonban nemcsak az eredetileg beszívott, hanem a visszaáramlott gázt is ki kell tolnia, ezért a forgódugattyú által végzett munkát az 1-2'-3-4-1 munkaterület jellemzi. Az eredetileg beszívott gázmennyiségen végzett munka az 1-2-3-4-1



3.71. ábra
A Root-fúvó



3.72. ábra
A Root-fúvó indikátordiagramja

munkaterülettel arányos. Az összesűrített p_n nyomású gázból a réseken V' térfogat visszaáramlik a szívóoldalra. Az emiatt keletkezett veszteség az $1-1'-2''-2'$ munkaterülettel arányos.

A Root-fűvő gázzállítása $80...5000 \text{ m}^3/\text{h}$, nyomásviszonya $1,1...1,5$, fordulatszáma $585...2550 \text{ 1/min}$ között változik.

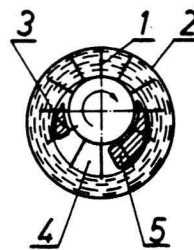
A **csavarkompresszor** kiszorító elemei forgó csavarorsók. Szerkezeti felépítése a csavarszivattyúhoz hasonló. A menetek és a ház közé beszívott gáz az orsók hossz tengelye mentén halad a szívótérből a nyomótérbe. Gázzállítása $q = 200...27.000 \text{ m}^3/\text{h}$, nyomásviszony egy fokozatban $3,5$, két fokozatban $7...10$, fordulatszáma $n = 10.000 \text{ 1/min-ig}$.

3.6. Különleges fluidumszállító gépek

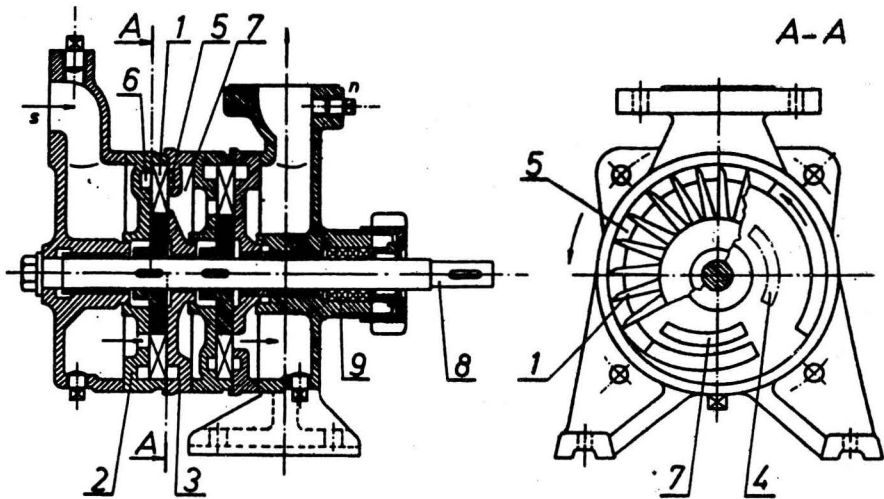
Ebben a fejezetben azokat a vegyiparban használt gépeket soroljuk fel, amelyek nem vagy csak erőszakoltan sorolhatók az eddig tárgyalt típusok közé.

A **vízgyűrűs szivattyú** (vízgyűrűs kompresszor, vízgyűrűs vákuumszivattyú) (3.73. ábra) kiszorító eleme excentrikusan csapágyazott csillag alakú járókerék és az általa forgatott vízgyűrű. A lapátok és a vízgyűrű alkotta cellák térfogata a szívó nyílástól a nyomó nyílás felé növekszik, majd csökken. Az ábrán vonalkázva jelölt szívó- és nyomónyílás a homlokfalban van kiképezve. A szállított gáz a vízgyűrű egy részét magával ragadja, ezért folyamatos vízutánpótlásról kell gondoskodni. Erre a célra egy kisméretű, a vízvezeték-hálózatról táplált folyadék tartályt szokás a szivattyú fölé szerelni. A vízgyűrűs szivattyút vákuumszivattyúként közepes vákuumra, kompresszorként 3 bar nyomásig használják. Összenyomhatatlan folyadékot nagyon rossz hatásfokkal szállít. A névben szereplő szivattyú elnevezés megtévesztő, mert a vízgyűrűs szivattyú gázt szállít.

A **SIHI-szivattyú** (oldalcsatornás szivattyú) (3.74. ábra) önfelszívó, egyaránt alkalmas gáz és folyadék szállítására. Kiszorító eleme szintén vízgyűrű, amit a centrikus elrendezésű csillag alakú járókerék hoz létre. A vízgyűrű egy helyen megvastagodik és érintkezik a járókerék aggyal. Ezt az egyik vagy mindkét oldalba vágott, a gyűrű vastagodásnál megszakított oldalcsatornával érik el. A szivattyú egyaránt alkalmas gáz és folyadék, valamint a kettő keverékének szállítására. Önfelszívó, tehát üres szívócsővel is tud indulni. Gáz szállításakor a vízgyűrűs szivattyúnál ismertetett módon a térfogat kiszorítás elvén dolgozik, folyadékszállításakor impulzuscserét hasznosít. A folyadékkal mért jelleggörbéje (3.75. ábra) az örvényszivattyúéhoz hasonló, azzal az eltéréssel, hogy növekvő folyadékszállításhoz csökkenő hajtóteljesít-



3.73. ábra
Vízgyűrűs szivattyú
1: járókerék, 2: ház, 3:
nyomónyílás, 4: cella,
5: szívónyílás



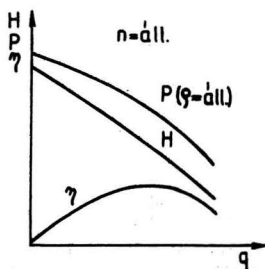
3.74. ábra

Az oldalcsatornás szivattyú szerkezete

1: járókerék, 2: fokozatház, 3: betétag, 4: szívónyílás, 5: és 6: oldalcsatornák, 7: nyomónyílás, 8: tengely, 9: tömszelence, s: szívócsonk, n: nyomócsonk

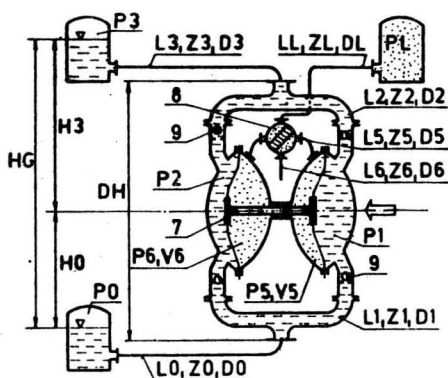
mény tartozik. Hatásfoka kisebb, mint a hasonló teljesítményű örvényszivattyúé. A 3.74. ábra kétfokozatú szivattyút mutat.

A **pneumatikus membránszivattyú** az üzemi levegőhálózatban tárolt energiát hasznosítja a szállított folyadékot kiszorító membrán mozgására. A szivattyú kiválóan alkalmas erősen viszkózus, mérgező vagy tűzveszélyes folyadékok és zagyok szállítására, mert nincs benne mozgó tömítés, és a levegővel való működtetés biztonságossá teszi a tűzveszélyes környezetben való működtetést, nincs szükség elektromotorra. A szivattyú a működtető levegő fojtásával kényelmesen szabályozható.



3.75. ábra
*A SIHI-szivattyú
jelleggörbéi*

A szivattyú működése a 3.76. ábrán követhető. Az egyes elemeket illetve mennyiségeket két betű vagy egy betű és egy szám jelöli. Az első betű a mennyiség jelére utal. Pl. P nyomás, L hossz, V térfogat. A második betű vagy szám a szivattyú valamelyik részére utal, pl. L légtartály és légvezeték, O szívóoldali tartály és szívócső a szívócsonkig. Három szerkezeti elemet egyetlen számmal jelöltünk, ezek: 7 a kiszorító elem, vagyis a két membrán az összekötő rúddal, 8 az elosztószelep és 9 a golyós szelepek.



3.76. ábra
Pneumatikus membránszivattyú

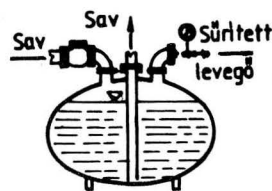
és $V5$ térfogatú téréből a kiszorító elem a már munkát végzett levegőt az $L5$ és $L6$ jelű vezetékeken és a 8 elosztószelepen át a szabadba nyomja. A löket végén a pneumatikus szabályozó átállítja a 8 jelű elosztószelepet és a kiszorító elem balról jobbra kezd mozogni. És így ismétlődik ütemről ütemre.

A szivattyú jelleggörbéi nagy mértékben függenek a szállított közeg sűrűségétől és viszkozitásától és a szállítóvezeték hosszától.

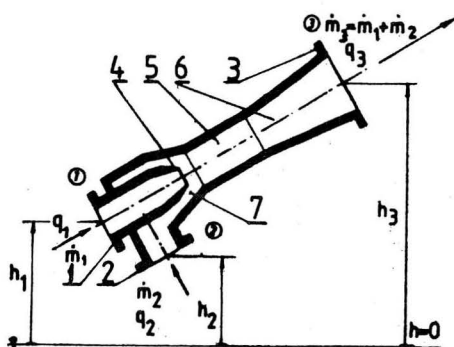
A **montejus** (nyomótartály) (3.77. ábra) erős falú, tojás alakú edény. Ebbe töltik be a szállítandó folyadékot. A tartályhoz a szállítandó közeg beadagolására, ill. kinyomására töltő és nyomóvezeték csatlakozik. A sűrített gázt vagy gőzt külön csövön juttatják be. A folyadékot a felszínére ható gáz- vagy gőznyomás nyomja a nyomóvezetékbe. Vezérlése történhet kézzel, félautomatikusan vagy automatikusan.

A **sugárszivattyú** (3.78. ábra) mozgó alkatrész nélkül működik. A szállított közeg energiatartalmát a működtető fluidum energiatartalmának rovására növeli. A működtető fluidum fajlagos energiatartalma nagyobb a szállított közegnek a szivattyú előtti és utáni fajlagos energiatartalmánál. Az energiaátadást impulzuscsere közvetíti. Az m_1 tömegáramú működtető fluidum az 1 jelű nyomócsonton lép be a sugárszivattyúba. A 4 jelű fűvókában felgyorsulva áramlik be az 5 jelű keverőtérbe. A működtető fluidum gyorsulása

A PL nyomású működtető levegő a légtartályból az LL légvezetéken, a 8 elosztószelepen és az $L5$ légvezetéken a $P6$ nyomású és $V6$ térfogatú működtető hengertérbe jut, és a rajzolt esetben a kiszorító elemet jobbról balra igyekszik elmozdítani. Az elmozdulás hatására a $P2$ nyomású folyadékkal töltött henger térfogata csökken. A kiszorított folyadék az $L2$ és $L3$ nyomóvezetékeken és a 9 önműködő szelepen keresztül a $P3$ nyomású tartályba áramlik. A kiszorítóelem mozgása növeli a $P1$ nyomású folyadékteret, ami által a szivattyú a $P0$ nyomású tartályból az $L0$ és $L1$ jelű vezetéken és a 9 önműködő szelepen keresztül folyadékot szív be. A $P5$ nyomású



3.77. ábra
A montejus



3.78. ábra
Sugárszivattyú

1: nyomócsonek, 2: szívócsonek, 3: keverékcsonk, 4: fúvóka, 5: keverőtér, 6: diffúzor, 7: torok

csonkon kilépve hagyja el a készüléket. A kilépő tömegáram a belépő tömegáramok összege ($\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$). A kilépő térfogatáram csak akkor egyenlő a belépők összegével, ha mindkét közeg összenyomhatatlan. Az energiaátalakulás veszteséggel jár. A sugárszivattyú hatásfoka viszonylag kicsi, $\eta < 0,35$. Egyszerűsége, kis előállítási költsége, könnyű gyárthatósága és a karbantartással szembeni igénytelensége miatt mégis gyakran alkalmazzák. A sugárszivattyúknak a működtető fluidum és a szállított közeg szerinti osztályozását a 3.8. táblázat mutatja.

Szokásos elnevezés	Működtető fluidum	Szállított közeg
Vízszugárszivattyú	Folyadék	Folyadék
Vízszugár-légszivattyú		Gáz
Hidraulikus adagolószivattyú		Szemcsés szilárd anyag
Ejektor	Gáz v. gőz	Folyadék
Injektor		Gáz
Injektoros adagoló		Szemcsés szilárd anyag

3.8. táblázat

A gáz vagy gőz működtető közeggel dolgozó sugárszivattyúk fúvókája Laval-cső. A vízcsapra szerelt vízszugár-légszivattyú a vegyész-mérnök-hallgatók egyik gyakran használt laboratóriumi segédeszköze.

A továbbiakban a vízszugárszivattyú üzemi jellemzőit mutatjuk be. Az összetett név helyett a szivattyú elnevezést használjuk.

A működtető folyadék súlyegységre vonatkoztatott munkaképessége a 3.78. ábra jelöléseivel:

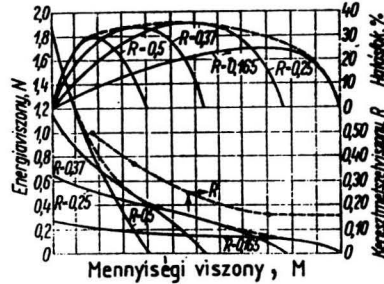
$$H_1 = \frac{p_1}{\rho_1 g} + \frac{v_1^2}{2g} + h_1. \quad (3.86.)$$

A szállított folyadék munkaképessége a szívócsonkban:

$$H_2 = \frac{p_2}{\rho_2 g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_2. \quad (3.87.)$$

A 3 jelű csonkon kilépő keverék munkaképessége:

$$H_3 = \frac{p_3}{\rho_3 g} + \frac{v_3^2}{2g} + h_3. \quad (3.88.)$$



3.79. ábra
Vízugar-vízszivattyúk jelleggörbéi

A szivattyú szállítómagassága a szállított folyadék munkaképességének növekedése:

$$H = H_3 - H_2. \quad (3.89.)$$

A szivattyú hasznos teljesítménye:

$$P_h = q_2 \rho_2 g (H_3 - H_2). \quad (3.90.)$$

A bevezetett teljesítmény:

$$P_{be} = q_1 \rho_1 g (H_1 - H_3). \quad (3.91.)$$

A szivattyú hatásfoka:

$$\eta = \frac{P_h}{P_{be}} = \frac{q_2 \rho_2 g (H_3 - H_2)}{q_1 \rho_1 g (H_1 - H_3)} = MN. \quad (3.92.)$$

A sugárszivattyúknál szokásos **mennyiségi viszony** (M) és **energiaviszony** (N) definíciói:

$$M = \frac{q_2 \rho_2 g}{q_1 \rho_1 g}, \quad (3.93.)$$

$$N = \frac{H_3 - H_2}{H_1 - H_3}. \quad (3.94.)$$

A sugárszivattyúk egyik legfontosabb geometriai jellemzője a **keresztmetszetviszony** (R), ami a fűvóka-keresztmetszet és a keverőtér-keresztmetszet hányadosa:

$$R = \frac{A_f}{A_k} \quad (3.95.)$$

A sugárszivattyú jelleggörbéjének a mennyiségi viszony függvényében ábrázolt energiaviszony- és hatásfokgörbéket szokás tekinteni. A 3.79. ábrán geometriailag hasonló vízszugár-vízszivattyúk jelleggörbéi láthatók. Paraméter a keresztmetszetviszony. Az ábrában a szaggatott vonal a legjobb hatásfokhoz tartozó keresztmetszetviszony értékeit jelöli.

3.7. Vákuumszivattyúk

A vákuumszivattyúk feladata:

1. Az adott berendezésben vákuum létesítése, azaz a berendezésből gázokat és gőzöket eltávolítani és ezzel a berendezésben a gáz nyomását és sűrűségét csökkenteni.
2. Az adott vákuumot fenntartani, azaz a nyomáskülönbség hatására a tömítetlenségeken keresztül beáramló gázokat, többnyire levegőt eltávolítani.
3. A vegyipari folyamatok során a vákuumban keletkezett gőzök és gázok elszívása.

A vákuumtechnikában az abszolút nyomás mértékegysége a torr:

1 torr = 133,3 Pa. Szokás még a nyomást százalékos vákuumban megadni:

$$\% \text{-os vákuum} = \frac{760 - p}{760} 100, \quad (3.96.)$$

ahol a p abszolút nyomást torr-ban kell behelyettesíteni.

A vákuumszivattyú kiválasztásának egyik legfontosabb szempontja a vákuum nagysága. A vákuumtartományokat a 3.9. táblázat mutatja. A táblázatban l_k a

Név	Tartomány torr	Szabad úthossz	Az áramlás formája
Durva vákuum	760..75	$l_k \ll d$	lamináris áramlás
Közepes vákuum	75..1		
Finom vákuum	$1 \cdot 10^{-3}$	$l_k \approx d$	Knudsen-áramlás
Nagy vákuum	$10^{-3} \cdot 10^{-6}$	$l_k \gg d$	Molekuláris áramlás
Ultra vákuum	$< 10^{-6}$		

3.9. táblázat

molekulák közepes szabad úthossza, d a cső vagy a tartály átmérője, mint jellemző méret. A lamináris áramlásban az áramlási jellemzőket döntően a molekulák egymással való ütközése szabja meg. A molekuláris áramlásban a molekulák csak a fallal ütköznek, egymással alig. A Knudsen-áramlás átmenet a kettő között.

A vákuumszivattyúk abban különböznek a fűvóktól és kompresszoroktól, hogy nyomásviszonyuk igen nagy, ami csak a káros tér jelentős csökkentésével érhető el és ebből adódnak a szerkezeti különbségek. Ha pl. az egyfokozatú vákuumszivattyú 30 torr nyomású térből szállít a légkörre, akkor a nyomásviszony: $p_n/p_s = 760/30 = 25,3$. Ezzel szemben az egyfokozatú kompresszor nyomásviszonya nem haladja meg a 8-at.

A vákuumszivattyúk csoportosítása:

1. A mechanikai vákuumszivattyúk. Ezek a különleges molekuláris vákuumszivattyútól eltekintve térfogatkiszorításos, ezen belül is főleg a forgódugattyús fűvókhoz hasonló felépítésűek. Eltérés a minimális káros tér biztosításában van.
2. Sugár-vákuumszivattyúk. Működési elvüket a 3.6. fejezetben ismertettük.
3. Diffúziós vákuumszivattyúk.

A vákuumszivattyú üzemi jellemzői:

Szívósebesség (S , m^3/s): a szívócsonkon beszívott térfogatáram, az **elszívott tömegáram** (\dot{m} , kg/s). Az elszívott tömegáram helyett a vákuumtechnikában a **szívóteljesítmény** (Q_s , $\text{torr} \cdot \text{dm}^3/\text{s}$) fogalmát használják, ami a szívósebesség és az leszívandó tér nyomásának szorzata:

$$Q_s = pS, \text{ torr} \cdot \text{dm}^3/\text{s} . \quad (3.97.)$$

Nyomásviszony (p_n/p_s), a **bevezetett teljesítmény** (P_{be} W), ami az elektromos hálózatról felvett teljesítmény.

Végvákuum (p_v , Pa): a szivattyú lezárt szívócsonkján mérhető legkisebb abszolút nyomás, ha a szivattyút addig működtetjük, amíg a nyomás már mérhetően nem változik.

Izotermikus hatásfok:

$$\eta_{iz} = \frac{p_s S \ln \left(\frac{p_n}{p_s} \right)}{P_{be}} . \quad (3.98.)$$

Fajlagos energiafogyasztás (e_f , J/m^3): a szívócsonkon beszívott egységnyi térfogatú gáz szállításához szükséges bevezetett energia:

$$e_f = \frac{P_{be}}{S} . \quad (3.99.)$$

A vákuumszivattyúk szükséges szívósebességének meghatározásához két célt kell figyelembe venni:

- hogy az adott berendezést adott idő alatt evakuálni tudjuk a szükséges üzemi nyomásra;
- hogy az elért üzemi vákuumot a technológiai folyamat alatt fenn tudjuk tartani.

E két szempont meghatározása után vagy a nagyobb szívósebességre kell kiválasztani a szivattyút, vagy esetleg két különálló rendszert kell beállítani.

A szívósebesség meghatározása a leszívási idő alapján

A katalógusokban, ill. az ismertetőikben megadott névleges szívósebességek légköri nyomásra vonatkoznak. A vákuum növekedésével azonban a szívósebesség a légköri nyomáson mért névleges szívósebességhez viszonyítva csökken.

Ez a csökkenés az η_{vol} volumetrikus hatásfokkal fejezhető ki.

Ugyancsak figyelembe kell venni a vákuumszivattyú tömítetlenségéből adódó beszívargó levegőt, amelyet a szivattyúnak el kell szívnia. Az ε tömítetlenségi tényezőt a szívósebesség százalékában adják meg, ennek azonban kisebbnek kell lennie a szívósebesség 10 %-ánál.

Az előzőek alapján egy V térfogatú készülék T idő alatt $p_{\bar{u}}$ üzemi nyomásra történő leszívásához szükséges névleges szívósebesség:

$$S_{névl} = -\frac{V}{T} \ln\left(\frac{p_{\bar{u}}}{p_k}\right) \frac{\varepsilon}{\eta_{vol}}, \text{ m}^3/\text{h} \quad (3.100.)$$

ahol	$S_{névl}$	a névleges szívósebesség,	m^3/h
	V	a leszívandó térfogat,	m^3
	T	a leszívási idő,	h
	$p_{\bar{u}}$	az üzemi vákuum,	mbar
	p_k	a vákuumszivattyú kipufogónyomása,	mbar
	ε	tömítetlenségi tényező	
	η_{vol}	volumetrikus hatásfok	

A technológia általában meghatározza az üzemi vákuum értékét és a leszívandó készülék térfogatát, tehát ezek adottak.

A szívósebesség meghatározása a technológiai folyamat alatt

A technológiai folyamat időszakában a vákuumszivattyúnak el kell szívnia
-a tömítetlenségéből beszívargott levegőt,

- a folyadékból felszabaduló és a készülék falánál leváló, nem kondenzálódó gázokat,
- az adott kondenzátor-hőmérsékletnek és az üzemi vákuumnak megfelelő oldószergőzőket.

A készülékben levő összes tömítésre és tömszelencére külön-külön ki kell számolni a beszívárgott levegő mennyiségét, és ezeket összegezni kell.

A beszívott levegő mennyisége:

$$g_t = La, \text{ g/h}, \quad (3.101.)$$

ahol g_t a beszívott tömegáram, g/h
 L a tömítési hossz, m
 a a tömítésre jellemző tényező, g/mh.

Néhány tömítés tömítési tényezőjét a 3.10. táblázat tartalmazza.

A tömítés megnevezése	a g/mh
Papírtömítés	1,0
Impregnált papírtömítés	0,8
Bőrtömítés	0,8
Lapos gumitömítés	0,6
Horony-szád gumitömítés	0,3
Kettőstömítés elővákuummal	0,2
Zárfolyadékös tömítés	0,1
Tömszelence álló tengellyel	1,5
Tömszelence forgó tengellyel	4,0
Fűtött tömszelence forgó tengellyel	6,0
Tömszelence ide-oda mozgó tengellyel	10,0

3.10. táblázat

Az elszívott oldószergőz mennyiségének számítása

A kondenzátor belső hőmérsékletének megfelelő gőztenzió értéke meghatározza a gőz parciális nyomását a vákuumszivattyúval elszívott gáz-gőz elegyben. A vákuumszivattyúnak el kell szívnia a Σg_t levegő, és a g_g oldószergőz mennyiségét.

Amagat törvénye alapján a levegő S_l és az oldószergőz S_g szívósebessége összegezzhető, és ez adja a szükséges szívósebességet:

$$S = S_l + S_g, \text{ m}^3/\text{h} \quad (3.102.)$$

Dalton törvénye szerint az üzemi nyomást a parciális nyomások összege adja:

$$p_{\bar{u}} = p_l + p_g, \text{ mbar}, \quad (3.103.)$$

ahol p_l a levegő parciális nyomása, mbar ,
 p_g az oldószergőz tenziója a kondenzátor belső hőmérsékletén, mbar.

Az elszívandó levegő teljes mennyisége

$$\Sigma g_l = g_t + g_f + g_k, \text{ g/h}, \quad (3.104.)$$

ahol g_f a folyadékban elnyelt nem kondenzálódó gázmennyiség ,
 g_k a készülék falánál leváló gázokból tevődik össze.

Amennyiben az összes gázmennyiséget levegőnek tételezzük fel, akkor a levegő térfogatárama:

$$S_l = \frac{\Sigma g_l}{1,27 p_{\bar{u}}}, \text{ m}^3/\text{h}. \quad (3.105.)$$

A névleges szívósebesség a volumetrikus hatásfokot $\eta_{vol} = 0,80$ értékkel figyelembe véve:

$$S_{névl} = \frac{p_{\bar{u}}}{p_l} \frac{\Sigma g_l}{1,27 p_{\bar{u}} \eta_{vol}} = 0,984 \frac{\Sigma g_l}{p_l}, \text{ m}^3/\text{h}. \quad (3.106.)$$

A kiszámolt névleges szívósebességek csak abban az esetben helyesek, ha a vákuumszivattyú közvetlenül csatlakozik a berendezéshez. Amennyiben egyéb szerelvények és hosszabb csővezeték van a vákuumszivattyú és a készülék között, elfogadható közelítésben 30 %-os fojtást lehet alapul venni, tehát a kiszámított névleges szívósebességet 1,33-dal szorozni kell.

Nagyvákuum előállítására használatos szivattyúk légköri térbe nem tudnak kipufogni, ezért elővákuum-szivattyú beállítása szükséges. Az elővákuum-szivattyú szívósebességét úgy kell megállapítani, hogy legalább annyi gáz-gőz mennyiséget tudjon elszívni, mint amennyit a nagyvákuum-szivattyú szállít.

A megfelelő típusú vákuumszivattyút több szempont figyelembevételével kell kiválasztani. Ezekből a leglényegesebbek a következők:

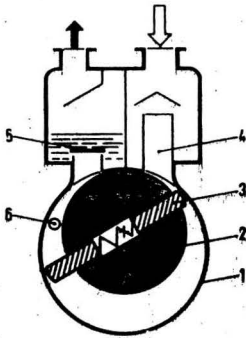
1. a szükséges üzemi nyomás és a számított szívósebesség
2. az elszívandó közeg szerint két csoportot különböztetünk meg aszerint, hogy száraz levegőt, vagy gőzzel telített levegőt kell elszívni. Ha a gőz értéktelen (pl. vízgőz), akkor nedves szivattyút , vagy keverőkondenzátort lehet alkalmazni. Ha a gőz értékes, akkor vissza kell nyerni. Ezek alapján dönthető el a keverőkondenzátor szükségessége

3. korrózióvesztély esetén semlegesítőt kell beépíteni
4. milyen elővákuum áll rendelkezésre
5. a megfelelő szivattyú beruházási és karbantartási költsége

Az ismert vákuumszivattyúk közül csak a vegyiparban használatos főbb vákuumszivattyú-típusokat említjük meg.

Az **olajházás csúszólapátos szivattyú** vázlatát a 3.80. ábrán látható. A szivattyúház henger alakú furatában (1) excentrikusan elhelyezett forgó hengerből (2) kiálló két csúszó lapátot (3) a centrifugális erő és a rugó szorítja a henger falához. A csúszólapátok két sarló vetületű teret képeznek, melyek térfogata periodikusan növekszik, majd csökken. A szívónyíláson (4) beszívott gáz nyomása a csökkenő térfogat következtében addig növekszik, amíg a nyomószelep (5) nyit és a térbe bezárt gáz rajta keresztül kiürül. A gáz esetleges kondenzációjának megakadályozására a gázballaszt-nyíláson (6) keresztül kismennyiségű friss levegőt engednek a nyomótérbe. A gáz kiáramlása közben a nyitott nyomószelepen és egy külön kis furaton visszaáramló olaj csökkenti, a káros teret és keni az egymáson csúszó felületeket. Az olajházás csúszólapátos szivattyúval 10^{-2} torr végvákuum érhető el.

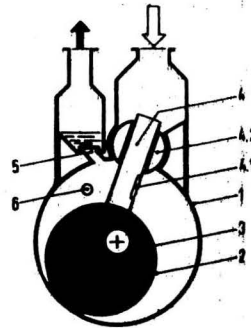
A **zárótolattyús vákuumszivattyú** vázlatát a 3.81. ábra mutatja. A vákuumszivattyú mozgó része olyan excentrikusan csapágyazott fémhenger (3), amelyet csőszerű, precíziósan illesztett hengeres köpeny (2) központosan vesz körül. Ha a tengely forog, az excentrikus henger magával viszi csőszerű burkolatát, amely bolygó mozgással körülvándorol a szivattyúház (1) furatában



3.80. ábra

*Olajházás csúszólapátos
vákuumszivattyú*

- 1: ház, 2: forgórész, 3: csúszólapát,
4: szívónyílás, 5: nyomószelep,
6: gázballaszt-nyílás



3.81. ábra

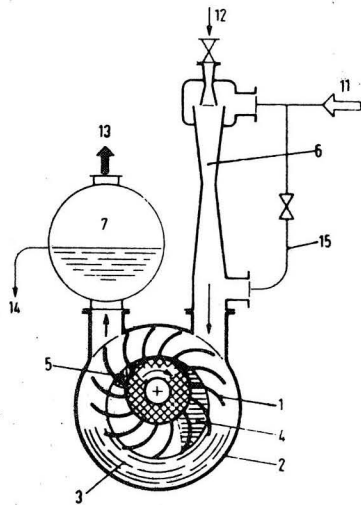
Zárótolattyús vákuumszivattyú

- 1: ház, 2: bolygódugattyú,
3: excenter, 4: zárótolattyú,
4.1: szívónyílás, 4.2: csukló,
5: nyomószelep, 6: gázballaszt-nyílás

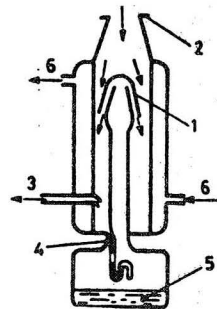
anélkül, hogy maga is forgó mozgást végezne. Ebben ugyanis meggátolja az ábrán is jól látható zárótolattyú, amely egyben szívócsonk is. A bolygó mozgást végző köpeny nem érintkezik a furat falával, tehát nem lép fel a forgólapátos szivattyúkban elkerülhetetlen súrlódás. A tömítést vékony olajréteg alkotja. A zárótolattyú, a köpeny és a ház itt is periodikusan növekvő és csökkenő sarlóalakú teret képeznek és a szivattyú működése egyebekben a csúszólapátos szivattyúéhoz hasonló. Ezzel is 10^{-2} torr végvákuum érhető el.

A vízgyűrűs vákuumszivattyú működési elvét a 3.6. fejezetben a vízgyűrűs szivattyúval kapcsolatban már ismertettük. A 3.82. ábrán látható módon a folyadékgyűrűs vákuumszivattyú elé légsugár-szivattyút kapcsolnak. A légsugár-szivattyú hajtóközege a környezeti levegő. Ez hozzásegít a szívás fokozásához. Míg a vízgyűrűs vákuumszivattyúval (15 °C hőmérsékletű vizet feltételezve) kb. 30 torr végvákuum érhető el, a légsugár-szivattyú elékapcsolása révén kb. 6...10 torr a végvákuum. Az elérhető végvákuumnak a víz telítettségnyomása szab határt, ezért a vízkör hőmérsékletét alacsonyan kell tartani. A szivattyú kiválasztásakor ügyelni kell arra, hogy a vízgyűrűs szivattyúnak a légsugár-szivattyú hajtólevegőjét is szállítania kell.

Diffúziós vákuumszivattyú vázlata látható a 3.83. ábrán. Nagyvákuum előállítására alkalmas vákuumszivattyú. Üzemanyaga lehet higany, olaj vagy más, nagy molekulású, kis gőznyomású folyadék. Az üzemanyagot kis nyomáson forralják, és ennek gőzei a diffúziós fúvókán (1) át a hengertérbe kiáramolva érintkeznek a beszívott gázzal. A hengert hűtőköpeny (6) veszi körül. A gőzök kondenzálódnak és a túlfolyón (4) visszajutnak a forralóedénybe (5). A levegő a fúvókán kiáramló gőzbe bediffundál és az magával ragadja. Mivel az üzemanyag diffúziósebessége a levegőhöz képest nagyon kicsi, csak igen kis mértékben



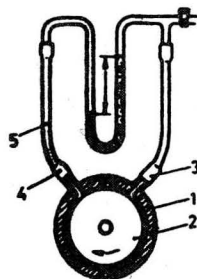
3.82. ábra
Vízgyűrűs vákuumszivattyú
légsugár-szivattyúval
1: járókerék, 2: ház, 3: vízgyűrű,
4: szívónyílás, 5: nyomónyílás,
6: légsugár-szivattyú,
7: vízleválasztó, 11: gázbelépés,
12: a hajtólevegő belépése,



3.83. ábra
Diffúziós
vákuumszivattyú
1: fúvóka, 2: szívócsonk,
3: elővákuum, 4: túlfolyó,
5: üzemanyag
6: hűtőközeg

diffundál a szívóoldalra, és vagy a hűtőköpeny, vagy a kifagyasztó edény visszatartja. A szükséges elővákuum $10^{-1} - 10^{-2}$ torr. A higanydiffúziós vákuumszivattyúval 10^{-6} torr végvákuum és 300 - 400 dm^3/s szívósebesség érhető el.

Molekuláris vákuumszivattyú főleg a laboratóriumokban használt, elővákuumot igénylő szivattyú (3.84. ábra). Az (1) henger belsejében nagy sebességgel forog a dob (2), a rés minimális. A résbe jutó molekulákat a dob magával ragadja és felgyorsítja, így a szívócsonkban (3) depresszió, a nyomócsonkban kompresszió keletkezik. A rést spirálhoronyként képezik ki a felgyorsító út és a nyomáskülönbség növelésére. A molekuláris vákuumszivattyúval $5 \cdot 10^{-7}$ torr végvákuum érhető el.



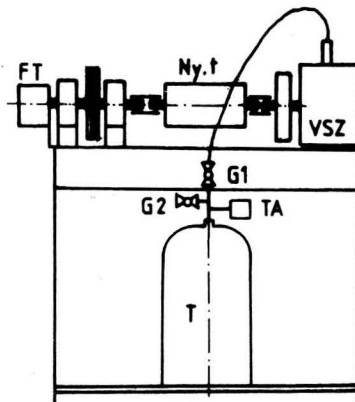
3.84. ábra
Molekuláris vákuumszivattyú

- 1: henger, 2: dob,
3: szívócsonk,
4: nyomócsonk,
5: nyomócső

A vákuumszivattyú mérése

A 3.85. ábra mechanikus vákuumszivattyúk mérésére szolgáló berendezést ábrázol. A vákuumszivattyút elektromotor hajtja fordulatszámcsökkentő ékszíjhajtáson keresztül.

A szivattyú által felvett nyomatókót nyomatóktávadóval (Ny.t) mérjük. A nyomatóktávadó a szivattyú és a külön csapágyazott ékszíjtárcsa közé van szerelve rugalmas tengelykapcsolókkal. Ezekre a hajlításmentes nyomatókátvitel érdekében van szükség. A nyomatóktávadó jelét digitális nyúlásmérőn lehet leolvasni. A fordulatszámot a tengelyre szerelt fordulatszám-távadó (FT) méri. A vákuumszivattyú a tartályt (T) szívja le a gömbcsapon (G1) keresztül. A tartály nyomását nyomás-távadó (TA) méri. Egy másik gömbcsap (G2) lehetővé teszi a tartály légkörre nyitását. A nyomatóktávadó, a fordulatszám-távadó és a nyomás-távadó jelét számítógép gyűjti és feldolgozza. A tartályban a levegő



3.85. ábra
Vákuumszivattyút mérő berendezés

hőmérsékletét nem mérjük, mert tapasztalataink szerint ennek változása a leszívás alatt kisebb, mint 5°C , és ennek hatása a jelleggörbékre elhanyagolható. Feltételezzük, hogy a mérés alatt a tartályban lévő levegő hőmérséklete állandó, és a T_0 légköri hőmérséklettel egyenlő. A nyomatókmérő digitális mérőhídjának és a számítógépnek bekapcsolása után a G1 és G2 gömbcsapot teljesen kinyitjuk, és a motort bekapcsoljuk. A mérést a számítógép vezérli. A G2 gömbcsap

elzárása után a számítógép 10 másodpercenként 1 másodpercig gyűjti a távadók jeleit, mindegyikből összesen 100-at. Az 1 másodperc alatt végzett méréseket nevezzük egy mérési pontnak. A mérés végén a számítógép minden pontban megadja az alábbi jellemzőket:

1. A nyomaték-távadó jeleinek átlaga.
2. A fordulatszám-távadó jeleinek átlaga.
3. A T tartály nyomásának az 1 másodperc mérési idő alatti változására a számítógép regressziós egyenest húz. A kijelzett nyomás az 1 másodperc alatti nyomásváltozás középértéke.
4. A regressziós egyenes meredeksége, ami közelítőleg a nyomás idő szerinti deriváltja.

A kiértékelés menete és összefüggései:

A légköri levegő sűrűsége:

$$\rho_0 = \frac{P_0}{RT_0}, \quad (3.107.)$$

ahol $R = 287 \text{ J/kgK}$, a levegő gázállandója,

p_0 , Pa, a légköri nyomás, és

T_0 , K, a környezeti hőmérséklet.

A levegő sűrűsége az i -edik mérési pontban:

$$\rho_i = \frac{p_i}{RT_0}. \quad (3.108.)$$

A pillanatnyi tömegáramot a nyomás időbeli lefolyásából határozzuk meg.

$$\dot{m} = -V \frac{d\rho}{dt} = -\frac{V}{RT_0} \frac{dp}{dt}. \quad (3.109.)$$

A tömegáram az i -edik mérési pontban:

$$\dot{m}_i = -\frac{V}{RT_0} \left(\frac{dp}{dt} \right)_i. \quad (3.110.)$$

A szívósebesség az i -edik mérési pontban:

$$S_i = \frac{\dot{m}_i}{\rho_i}. \quad (3.111.)$$

A bevezetett teljesítmény az i -edik mérési pontban:

$$P_{be,i} = M_i \omega_p \quad (3.112.)$$

ahol ω_p a szivattyútengely szögsebessége.

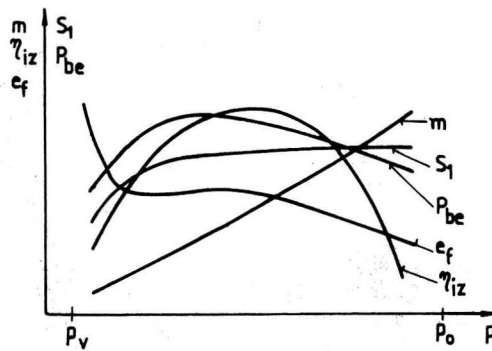
Az izotermikus hatásfok az i -edik mérési pontban:

$$\eta_{iz,j} = \frac{p_i S_i \ln\left(\frac{P_0}{P_i}\right)}{P_{be,j}} \quad (3.113.)$$

A fajlagos energiafogyasztás az i -edik mérési pontban:

$$e_{fi} = \frac{P_{be,j}}{S_i} \quad (3.114.)$$

A vákuumszivattyú jelleggörbéit a 3.86. ábra mutatja.



3.86. ábra
Vákuumszivattyú jelleggörbéi

3.8. Irodalom a 3. fejezethez

- Bloch, H.P.-Cameron J.A.-Danowski,
Jr. F.M.-James, Jr., R.-Swearingen,
J.S.-Weightman, M.E.: Compressors and Expanders: Selection and
Application for the Process Industry
Marcel Dekker, Inc. , New York, 1979.
- Chlumsky, V.: Dugattyús kompresszorok
Tankönyvkiadó, Budapest, 1967.
- Fáy Cs.-Troskolanski, A.-Varga J.: Szivattyúüzemi kézikönyv
Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1966.
- Karassik J. J.-Carter, R.: Centrifugal pumps
Dodge, New York, 1960.
- Kovács L.: Vegyipari szivattyúk és gázsűrítők.
Tankönyvkiadó, Budapest, 1968. (J4-664)
- KSB Centrifugal Pump Lexicon Schneiderdruck, Kaiserslautern, 1980.
- Leuschner, G.: Kleines Pumpenhandbuch für Chemie
und Technik
Verlag Chemie, Weinheim, 1967.
- Neumaier, R.: Handbuch neuzeitlicher Pumpenanlagen
Schütz, Schwarzwald, 1971.
- Neumaier, R.: Hermetische Pumpen
Verlag und Bildarchiv W.H. Faragallah,
Sulzbach, 1994,
- Tanszéki munkaközösség: Géplaboratóriumi praktikum
vegyészmérnök-hallgatók számára
Tankönyvkiadó, Budapest, 1973. (J6-662)
- Technisches Handbuch Pumpen VEB Verlag Technik, Berlin, 1969.
- Technisches Handbuch Verdichter VEB Verlag Technik, Berlin, 1966.
- Varga J.: Hidraulikus és pneumatikus gépek
kézikönyve
Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1974.

- Verba A.: Gépi vízemelés és automatizálás
Tankönyvkiadó, Budapest 1973. (J9-950)
- Verba A.: Vízgépek
Tankönyvkiadó, Budapest, 1970. (J9-593)
- Verba A. -Szabó Á.: Viskózus folyadékot szállító
centrifugálszivattyú jelleggörbéinek
meghatározása a vízzel mért jelleggörbékből
GÉP. XXV. 1973. jun. 269-275. old.
- Weber, F.J.: Arbeitsmaschinen
VEB Verlag Technik, Berlin, 1966.

4. SZILÁRD SZEMCSÉS ANYAGOK JELLEMZŐI

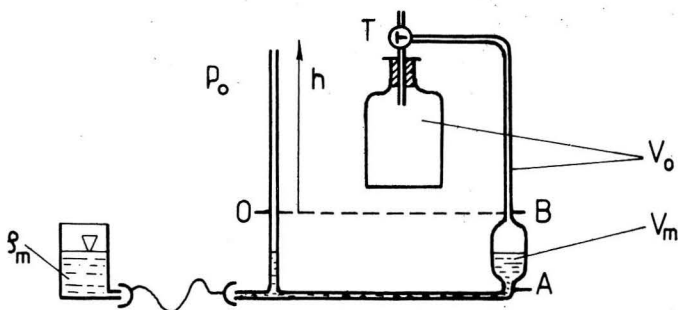
A vegyipar alapanyagainak és termékeinek több mint fele szilárd szemcsés, ún. ömléshanyag. Alapanyag pl. a szén, szilikátok, szemes termények stb., a termék sok esetben granulátum, por, vagy kristályos anyag. Ezért a vegyészmérnöknek ezen anyagok jellemzőivel, szállításával, tárolásával és a gyártás során szükségessé váló egyes fizikai műveleteivel is meg kell ismerkednie.

4.1. A sűrűség és mérése

A **sűrűség** ismert definíciója szerint meghatározásához az anyag tömegét és térfogatát kell ismernünk:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (4.1.)$$

Az anyagtömeg mérése általában nem okoz gondot, a különböző nagyságú és alakú szemcsékből álló anyaghalom szemcséinek a térfogatát megmérni azonban nem egyszerű feladat. Ha a szemcsék folyadékban nem oldódnak, folyadék-piknométert alkalmazhatunk, folyadékban oldódó szemcsék esetén azonban légpiknométerrel kell megmérnünk a szemcsék együttes térfogatát. A Hofsäuss-féle **légpiknométer** (4.1. ábra) a műszerbe zárt levegő térfogatának meghatározását teszi lehetővé.



4.1. ábra
A Hofsäuss-féle légpiknométer vázolata

Ha megmérjük a bezárt levegő térfogatát anyag nélkül és a műszerbe helyezett ismert tömegű anyaggal, a két levegő-térfogat különbsége a behelyezett anyag térfogatát adja. A mérés menete a következő:

1. A T csap légkörre nyitásával biztosítjuk, hogy a műszerben lévő levegő nyomása légköri -vagyis ismert- legyen, majd a mérőfolyadék mozgatható edényének segítségével a mérőfolyadék szintjét az A jelre állítjuk.

2. A T csap elfordításával bezárjuk a levegőt. Ekkor a bezárt levegő nyomása p_0 térfogata V_0 . A mérőfolyadék edényének emelésével a mérőfolyadék szintjét a B jelre állítjuk, ezzel összenyomjuk a bezárt levegőt $V_0 - V_m$ térfogatra. V_m az A és B jel közötti térfogat, pontosan ismert műszerjellemző. A kompressziót izotermikusnak tekinthetjük, mivel a környezet a felmelegedő kismennyiségű bezárt levegőt folyamatosan visszahűti. A bezárt levegő kompresszió utáni nyomását az egycsöves manométer h_0 kitéréséből számíthatjuk:

$$p = p_0 + \rho_m h_0 g \quad (4.2.)$$

Az izotermikus kompresszióra írható:

$$p_0 V_0 = (p_0 + \rho_m h_0 g)(V_0 - V_m) \quad (4.3.)$$

amiből az üres műszerbe zárt levegő térfogata:

$$V_0 = \frac{p_0 + \rho_m h_0 g}{\rho_m h_0 g} V_m \quad (4.4.)$$

3. A mérőedénybe ismert tömegű (m_i) vizsgálandó szemcsés anyagot teszünk, és a mérést a fent leírt módon megismételjük. A manométerről ekkor leolvasott h_i kitéréssel a bezárt levegő térfogata:

$$V_i = \frac{p_0 + \rho_m h_i g}{\rho_m h_i g} V_m \quad (4.5.)$$

4. A két térfogat különbsége a bemért anyag térfogata. Általánosságban m_i tömeg bemérésekor az anyag térfogata:

$$V_0 - V_i = \frac{p_0}{\rho_m h_0 g} \frac{h_i - h_0}{h_i} V_m \quad (4.6.)$$

és az ebből számítható anyagsűrűség:

$$\rho = \frac{m_i}{V_0 - V_i} = \frac{m_i}{V_m} \frac{\rho_m h_0 g}{p_0} \frac{h_i}{h_i - h_0} \quad (4.7.)$$

A mérési hibák csökkentése érdekében a mérést többször elvégezzük, és a sűrűséget lineáris regresszióval határozzuk meg. Erre az ad lehetőséget, hogy a sűrűség 4.7. képletéből a manométer kitérés reciproka mint a bemért anyagtömeg lineáris függvénye kifejezhető:

$$\frac{1}{h_i} = -\frac{\rho_m g}{\rho p_0} \frac{m_i}{V_m} + \frac{1}{h_0} = am_i + b \quad (4.8.)$$

Ennek a függvénynek az a meredekségét lineáris regresszióval meghatározva a keresett sűrűség:

$$\rho = -\frac{\rho_m g}{ap_0 V_m} \quad (4.9.)$$

4.1. példa

Granulált műtrágya sűrűségét mérjük Hofsäss légpiknométerrel, melynek kalibrált mérőtérfo-gata V_m . A légköri nyomás p_0 , a mérőfolyadék víz.

$$V_m = 0,00000913 \text{ m}^3$$

$$p_0 = 100060 \text{ Pa}$$

$$\rho_m = 1000 \text{ kg/m}^3$$

A hat mérés adatait és a regressziós számításhoz szükséges adatokat a 4.1. táblázat tartalmazza.

4.1. táblázat

i	h_i	m_i	$1/h_i$	m_i/h_i	m_i^2
-	m	kg	1/m	kg/m	kg ²
0	0.285	0.00	3.508	0.000	0.0000
1	0.307	0.05	3.257	0.163	0.0025
2	0.329	0.10	3.040	0.304	0.0100
3	0.373	0.15	2.681	0.402	0.0225
4	0.414	0.20	2.415	0.483	0.0400
5	0.467	0.25	2.141	0.535	0.0625
	Σ :	0.75	17.042	1.887	0.1375

A regressziós egyenes meredeksége:

$$a = \frac{\sum \frac{m_i}{h_i} - \frac{\sum m_i \sum \frac{1}{h_i}}{n}}{\sum m_i^2 - \frac{(\sum m_i)^2}{n}} = \frac{1,887 - \frac{0,75 \cdot 17,042}{6}}{0,1375 - \frac{0,75^2}{6}} = -5,56 \text{ l/kgm.}$$

és a vizsgált anyag sűrűsége:

$$\rho = \frac{1000 \cdot 9,81}{0,00000913 \cdot 100060 \cdot (-5,56)} = 1937 \text{ kg/m}^3.$$

4.2. A halomsűrűség és mérése

A **halomsűrűség** számításakor a szemcsék térfogatán kívül a szemcsék közötti általában levegővel kitöltött - térfogatot is figyelembe vesszük:

$$\rho_t = \frac{m}{V + V_h} \quad (4.10.)$$

ahol V az anyagtérfogat, V_h az ún. **hézagtérfogat**.

Míg valamely szemcsés anyag sűrűsége állandó érték, halomsűrűsége az anyag konszolidációjával két szélső érték között változik.

Mérése viszonylag egyszerű: ismert tömegű anyagmennyiséget mérőhengerbe töltve az anyag- és hézagtérfogat összegét mérhetjük. Ha a térfogatot közvetlenül a betöltés után olvassuk le, az anyag halomsűrűségének minimális értékét számíthatjuk. Ha a hengerben az anyagot összetömörítjük, vagy hagyjuk konszolidálódni, a halomsűrűség nagyobb értékét kapjuk.

4.2.példa

Nyersfoszfát halomsűrűségét mérjük az ismertetett módon,

közvetlenül halomba lapátolás után:	$\rho_t = 1100 \text{ kg/m}^3$
két nap konszolidáció után:	$\rho_t = 1300 \text{ kg/m}^3$
hét nap elteltével:	$\rho_t = 1800 \text{ kg/m}^3$
a nyersfoszfát anyagsűrűsége:	$\rho = 2300 \text{ kg/m}^3$

4.3. A porozitás és mérése

A **porozitás** vagy **relatív hézagterfogat** a szemcsék közötti hézagterfogatnak az összes térfogathoz viszonyított értéke:

$$\varepsilon = \frac{V_h}{V + V_h} \quad (4.11.)$$

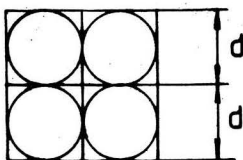
A porozitás meghatározásához vagy térfogatokat, vagy sűrűségeket kell mérnünk, ugyanis a hézagterfogat felírható az össztérfogat és az anyagterfogat különbségeként:

$$V_h = (V + V_h) - V \quad (4.12.)$$

és ezzel a porozitás:

$$\varepsilon = \frac{(V + V_h) - V}{V + V_h} = 1 - \frac{V}{V + V_h} = 1 - \frac{\frac{V}{m}}{\frac{V + V_h}{m}} = 1 - \frac{\frac{1}{\rho}}{\frac{1}{\rho_t}} = 1 - \frac{\rho_t}{\rho} \quad (4.13.)$$

Ha a halmazt egyforma gömbökből állónak képzeljük, és a gömböket a 4.2. ábrának megfelelően a halmazban szabályosan elrendezetteknek vesszük, a porozitás értéke számítható:



$$\varepsilon = \frac{nd^3 - n \frac{d^3 \pi}{6}}{nd^3} = 1 - \frac{\pi}{6} = 0,476$$

4.2. ábra

Gömbökből álló rendezett halmaz

Ha a szemcsék nem egyforma gömbök, vagy nem ilyen szabályosan helyezkednek el a halmazban - ami valószínű - vagy a szemcsék nem gömbalakúak, akkor egészen ritka, pl. szálkás, vagy kagylóalakú

szemcsék kivételével a relatív hézagterfogat minden esetben kisebb lesz a fent kiszámítottnál, vagyis ezt az értéket mint a porozitás nyugvó ágybeli maximális értékét fogadhatjuk el.

A porozitás nagymértékben változtatható az ágy vibrálásával vagy fluidizálásával.

4.3. példa

Számítsuk ki a nyersfoszfát porozitását a 7 napi konszolidáció után mért halomsűrűséggel! A nyersfoszfát anyagsűrűsége $\rho = 2300 \text{ kg/m}^3$, halomsűrűsége a lapátolás után hét nap elteltével $\rho_t = 1800 \text{ kg/m}^3$

$$\varepsilon = 1 - \frac{\rho_t}{\rho} = 1 - \frac{1800}{2300} = 0,217 .$$

4.4. A szfericitás

A **szfericitás** a szemcse alakjára jellemző szám, azt mutatja meg, hogy a szemcse alakja milyen mértékben tér el a gömbalaktól. Definíciója:

$$\psi = \frac{A_g}{A_1} \quad (4.14.)$$

ahol A_g a szemcsével megegyező térfogatú gömb felülete, míg A_1 a szemcse felület. Mivel azonos térfogatú szemcsék közül a legkisebb felülete a gömbnek van, a szfericitás mindig egynél kisebb szám, és minél jobban eltér értéke az 1-től, annál inkább eltér a szemcse alakja a gömbalaktól.

4.4. példa

Számítsuk ki egy a élhosszúságú kocka szfericitását!

A kocka és a gömb térfogata:

$$V_1 = a^3 = \frac{d^3 \pi}{6}$$

ebből a kockával megegyező térfogatú gömb átmérője: $d = \sqrt[3]{\frac{6}{\pi}} a$.

A gömb felülete

$$A_g = d^2 \pi = a^2 \pi \left(\frac{6}{\pi}\right)^{\frac{2}{3}},$$

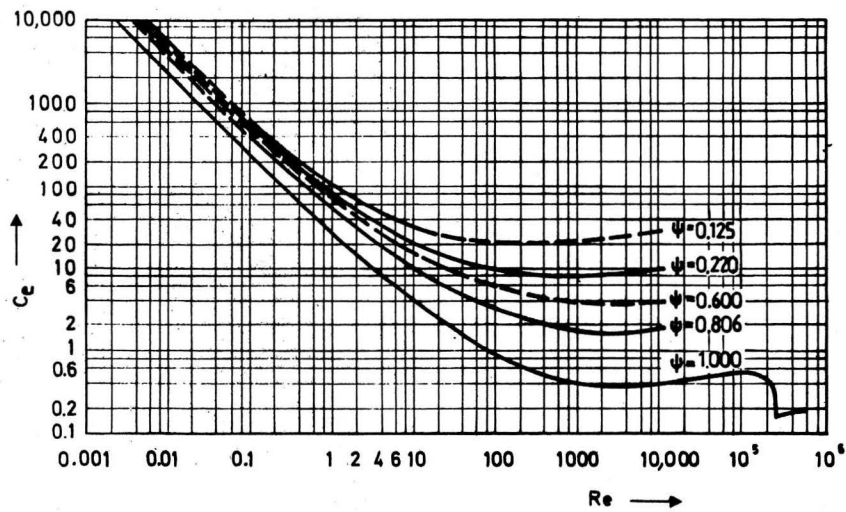
a kocka felülete:

$$A_1 = 6a^2,$$

így a kocka alakú szemcse szfericitása:

$$\psi = \frac{A_g}{A_1} = \frac{a^2 \pi \left(\frac{6}{\pi}\right)^{\frac{2}{3}}}{6a^2} = \sqrt[3]{\frac{\pi}{6}} = 0,806 .$$

A szfericitás hatása a szemcse ellenállástényezőjére a 4.3. ábrán figyelhető meg. Itt a gömbtől különböző mértékben eltérő alakú szemcsék ellenállástényezője látható a Reynolds-szám függvényében.



4.3. ábra
A szfericitás hatása az ellenállástényezőre

4.5. A fajlagos felület és mérése

A **fajlagos felület** a szemcse tömegére, vagy térfogatára vonatkoztatott szemcsefelület. Egy szemcsére:

$$a = \frac{A_1}{m_1}, \quad \text{illetve} \quad a = \frac{A_1}{V_1}, \quad (4.15.)$$

és halmazra:

$$a = \frac{\sum A_i}{\sum m_i}, \quad \text{illetve} \quad a = \frac{\sum A_i}{\sum V_i}. \quad (4.16.)$$

A kétfajta definíció közt az anyagsűrűség teremti meg a kapcsolatot.

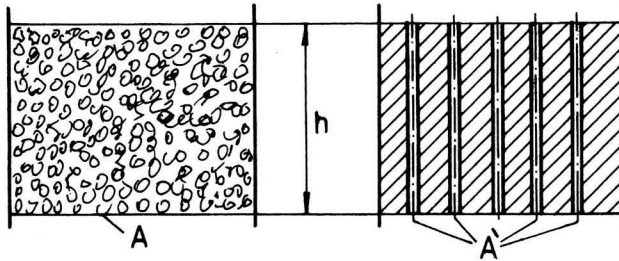
A gömbalakú szemcse fajlagos felülete a legkisebb az azonos térfogatú, de a gömbtől eltérő alakú szemcsékkal összehasonlítva. Számítása egyszerű:

$$a_g = \frac{d^2 \pi}{\frac{d^3 \pi}{6}} = \frac{6}{d} \quad (4.17.)$$

amiből látszik, hogy a szemcseméret csökkenésével a fajlagos felület nő. Gyakran éppen a fajlagos felület növelése az aprítás célja.

A fajlagos felület mérésére sokféle módszert és műszert használnak (pl. a turbidimétert, a nitrogén adszorpciós módszert, stb.), mi az áramlási ellenállás mérésén alapuló módszerrel ismerkedünk meg, amely a halmazon átáramló közeg által súrolt felületekből számított fajlagos felület meghatározását teszi lehetővé. Az a modell, amely a halmaz hézagjait párhuzamos egyenes csövekkel helyettesíti és a hézagokon átáramló fluidum áramlási veszteségének számítására az egyenes csőre alkalmazott összefüggést alakítja át, **Carman-Kozeny modell** néven ismert (4.4. ábra). Az egyenes cső áramlási vesztesége:

$$\Delta p = f \frac{l}{d_e} \frac{\rho}{2} v^2, \quad (4.18.)$$



A Carman-Kozeny modell a halmazellenállás meghatározására

ahol f a körkeresztmetszetű cső csőszűrlődési tényezője, ami a Reynolds-számtól és a relatív érdességtől függ, - ha az áramlás lamináris, csak a Reynolds-szám függvénye.

Ezt Carman a modelljénél $f_C = \frac{160}{R_{eC}}$, mérésen alapuló szűrlődési tényezővel

helyettesítette feltételezve a lamináris áramlást, aminek határát $R_{eC} \leq 16$ értékben rögzítette.

A 4.18. összefüggésben szereplő l az egyenes cső hossza, ezt Carman a halmaz magasságával vette egyenlőnek. d_e a cső egyenértékű átmérője, a hidraulikus sugár négyszere, körkeresztmetszetű cső esetén a csőátmérő. Carman a

hézagokból képződő csövek hidraulikus sugarát a hézagterfogat és a fluidum által súrolt felület, vagyis az összes szemcsefelület hányadosaként számítja:

$$R_h = \frac{V_h}{\sum A_i} = \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} \frac{\sum V_i}{\sum A_i} = \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} \frac{1}{a}, \quad (4.19.)$$

ugyanis a hézagterfogat a porozitás definíciójából:

$$V_h = \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} \sum V_i, \quad (4.20.)$$

és így a 4.19. képletben szereplő második tört pedig a fajlagos felület reciproka. Az egyenes csőre vonatkozó összefüggésben szereplő v a csőben áramló közeg átlagsebessége, ezt Carman a hézagokban számítható átlagsebességgel helyettesítette. A hézagok képezte cső átlagos keresztmetszete a hézagterfogat és a porozitás felhasználásával:

$$A_h = \varepsilon A \frac{h}{h}, \quad (4.21.)$$

és így a modell csövecskéiben a sebesség:

$$v_h = \frac{v}{\varepsilon}. \quad (4.22.)$$

Ezekkel a helyettesítésekkel a halmaz ellenállása:

$$\Delta p = f_C \cdot \frac{h}{4} \cdot \frac{\rho}{\varepsilon} \frac{\left(\frac{v}{\varepsilon}\right)^2}{(1-\varepsilon)a} = \frac{f_C}{4} \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon^3} a \frac{\rho}{2} h v^2 \quad (4.23.)$$

a Reynolds-szám pedig:

$$\text{Re}_C = \frac{4R_h v_h}{\nu} = \frac{4\varepsilon}{(1-\varepsilon)a\nu} \frac{v}{\varepsilon} = \frac{4v}{(1-\varepsilon)a\nu}. \quad (4.24.)$$

Ezt behelyettesítve a súrlódási tényező összefüggésébe, a nyomásesés:

$$\Delta p = \frac{160}{4} \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon^3} a \frac{\rho}{2} h v^2 = 5 \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} a^2 h v \rho v \quad (4.25.)$$

(mint látható, a sebesség lineáris függvénye) és ebből a fajlagos felület, figyelembe véve, hogy $v\rho = \eta$, az áramló fluidum dinamikai viszkozitása:

$$a = \sqrt{\frac{\varepsilon^3}{5(1-\varepsilon)^2 \eta h}} \sqrt{\frac{\Delta p}{v}} \quad (4.26.)$$

Az összefüggésben az állandók mellett szereplő nyomásesés az átáramlás sebessége függvényében igen érzékeny manométerrel jól mérhető. Az összefüggés érvényességéhez a méréskor a kikötött Reynolds-szám határ alatt kell maradni. Több mérési pontot felvéve lineáris regresszióval meghatározható a $\Delta p - v$ egyenes meredeksége $\Delta p / v$, és ezzel a 4.26. összefüggésből a halmaz fajlagos felülete.

Még egyszer le kell szögezni, hogy az így kapott fajlagos felület a halmazon átáramló fluidum által súrolt felületre vonatkozik, így a más, pl. nitrogén adszorpciós módszerrel mért fajlagos felülettel - amely a szemcsék repedéseinek, üregeinek a felületét is méri - nem egyezik meg. Abban az esetben azonban, ha áramló közeg és szemcsés szilárd anyag közötti hő- vagy anyagátadás a művelet célja, a Carman-Kozeny modellel meghatározható fajlagos felület veendő számításba.

4.5.példa

Kvarchomok fajlagos felületét mérjük a Carman-Kozeny modell felhasználásával.

A vizsgálandó anyagot fluidizáló csőbe tesszük, és levegőt áramoltatunk át a halmazon, ennek térfogatáramát rotaméterrel, nyomásesését mikromanométerrel mérjük.

Adatok: a bemért anyag tömege: $m_{be} = 0,4513 \text{ kg}$
 a kvarc sűrűsége: $\rho = 2680 \text{ kg/m}^3$
 a fluidizáló cső átmérője: $D = 0,07028 \text{ m}$
 az anyaghalom magassága: $h = 0,076 \text{ m}$
 a légköri nyomás: $p_0 = 101650 \text{ Pa}$
 a levegő hőmérséklete: $t = 24,5 \text{ }^\circ\text{C}$
 a manométer állandója: $k = 1,078397 \text{ Pa/g}$
 a rotaméter kalibrálási sűrűsége: $\rho_k = 1,206 \text{ kg/m}^3$

Egyszer számítandó mennyiségek:

az anyag halomsűrűsége: $\rho_t = \frac{4m_{be}}{D^2 \pi h} = \frac{4 * 0,4513}{0,07028^2 * \pi * 0,076} = 1530,73 \text{ kg/m}^3$

az anyag porozitása: $\varepsilon = 1 - \frac{\rho_t}{\rho} = 1 - \frac{1530,73}{2680} = 0,4288$

a levegő sűrűsége: $\rho_l = \frac{p_0}{RT} = \frac{101650}{287 \cdot (273 + 24,5)} = 1,191 \text{ kg/m}^3$

a levegő kinematikai viszkozitása:

$$v = \frac{\rho_N}{\rho_0} (10^6 v_N + 0,1) 10^{-6} = \frac{101325}{101650} (13,3 + 0,1 \cdot 24,5) \cdot 10^{-6} = 1,57 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

Többször mért mennyiségek

a rotaméter állása: r , l/h

a manométer kitérése: m , g

Többször számított mennyiségek

az átáramló térfogatáram: $q = r \sqrt{\frac{\rho_k}{\rho}} \frac{10^{-6}}{3,6} = r \sqrt{\frac{1,206}{1,191}} \frac{10^{-6}}{3,6} = 0,28 \cdot 10^{-6} \cdot r$, m^3/s

a levegősebesség az üres csőben: $v = \frac{4q}{D^2 \pi} = \frac{4}{0,07028^2 \cdot \pi} q = 257,78 \cdot q$, m/s

a nyomásesés: $\Delta p = k \cdot m = 1,0784 \cdot m$, Pa

A Δp - v függvényt ábrázoljuk, és lineáris regresszióval meghatározzuk az egyenes meredekségét: 16279 Pas/m.

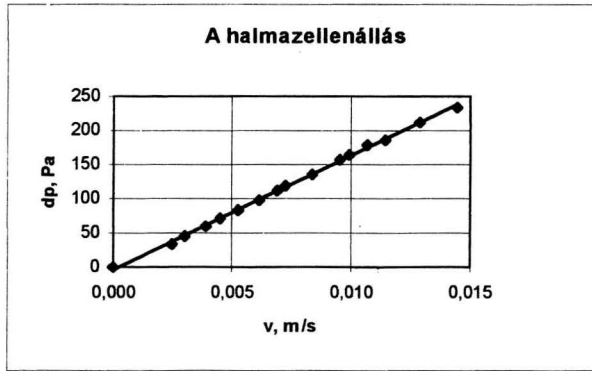
$$a = \sqrt{\frac{0,4288^3}{(1 - 0,4288)^2 \cdot 5 \cdot 1,191 \cdot 1,57 \cdot 10^{-5} \cdot 0,076}} \cdot \sqrt{16279} = 23530 \text{ 1/m.}$$

A számításokat a 4.2. táblázat tartalmazza.

A fajlagos felület a regressziós egyenes meredekségéből: $a = 23530 \text{ 1/m.}$

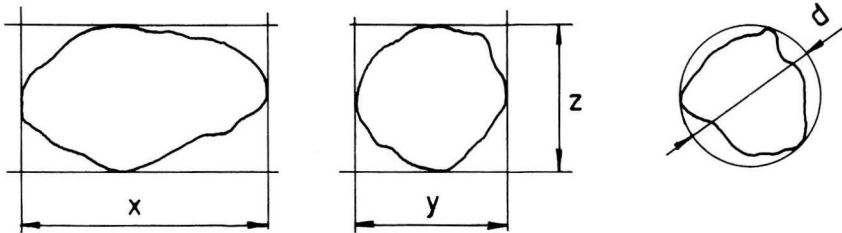
4.2. táblázat

sorsz.	r	m	$10^6 q$	v	dp	a	Re
	l/h	g	m^3/s	m/s	Pa	1/m	
1	34,0	30,85	9,52	0,0025	33,27	21472	0,0510
2	42,0	41,45	11,76	0,0030	44,70	22394	0,0604
3	54,0	55,55	15,12	0,0039	59,90	22863	0,0760
4	63,0	66,64	17,64	0,0045	71,86	23184	0,0875
5	73,0	77,12	20,44	0,0053	83,17	23169	0,1014
6	85,0	91,08	23,80	0,0061	98,22	23334	0,1173
7	95,5	102,69	26,74	0,0069	110,74	23375	0,1315
8	101,0	110,65	28,28	0,0073	119,32	23594	0,1378
9	116,0	125,85	32,48	0,0084	135,72	23480	0,1591
10	132,0	145,34	36,96	0,0095	156,73	23654	0,1797
11	138,0	153,05	38,64	0,0100	165,05	23739	0,1871
12	148,0	165,72	41,44	0,0107	178,71	23853	0,1998
13	158,0	171,15	44,24	0,0114	184,57	23461	0,2168
14	178,0	195,54	49,84	0,0128	210,87	23627	0,2425
15	200,0	216,80	56,00	0,0144	233,80	23470	0,2743



4.6. Szemcseméret, redukált szemcseátmérő

A szabálytalan alakú egyedi szemcse méretét a szemcsét befoglaló hasáb legnagyobb, vagy mindhárom élhosszával adhatjuk meg: x , vagy x , y , z .



4.5. ábra

Az egyedi szemcse méretének megadása

Jellemezhetjük a szemcsét azzal a szitaluk átmérővel, amelyen a szemcse még éppen átfér: d . Használhatjuk a szem nagyság jellemzésére az ún. **redukált átmérőket** is. Ezek annak a gömbnek az átmérőjét jelentik, amelynek valamely fizikai jellemzője megegyezik a szemcséjével.

A szemcsével azonos térfogatú gömb átmérője:

$$d_r = \sqrt[3]{\frac{6V_1}{\pi}}, \quad (4.27.)$$

amely megegyezik a szemcsével azonos tömegű gömb átmérőjével:

$$d_r = \sqrt[3]{\frac{6m_1}{\rho\pi}}. \quad (4.28.)$$

A szemcsével azonos felületű gömb átmérője:

$$d_r = \sqrt{\frac{A_1}{\pi}} \quad (4.29.)$$

A szemcsével azonos fajlagos felületű gömb átmérője:

$$d_r = \frac{6}{a} \quad (4.30.)$$

A szemcsével azonos süllyedési határsebességű gömb átmérőjét iterációval határozhatjuk meg:

- 1/ felvesszük a redukált átmérő értékét pl. a tömegre redukált átmérőre,
- 2/ ezzel kiszámítjuk az ismert süllyedési sebességhez tartozó Reynolds-számot:

$$Re = \frac{d_r v_s}{\nu} \quad (4.31.)$$

3/ ezzel kiszámítjuk a Kaskas-féle összefüggésből a gömb ellenállástényezőjét:

$$c_e = \frac{24}{Re} + \frac{4}{\sqrt{Re}} + 0.4 \quad (4.32.)$$

4/ és ezzel számítunk egy redukált átmérőt:

$$d_r = \frac{3}{4} \frac{\rho_f}{\rho - \rho_f} \frac{c_e}{g} v_s^2 \quad (4.33.)$$

amivel folytatjuk a 2. ponttól mindaddig, míg a kiadódó redukált átmérő - az általunk megszabott hibahatáron belül - meg nem egyezik azzal, amivel előzőleg Reynolds számot számítottuk.

4.6. példa

Számítsuk ki egy homokszemcse valamennyi redukált átmérőjét az alábbi adatokkal:

a szemcse tömege:	$m_1 = 0,0015 \text{ g}$
a szemcse sűrűsége:	$\rho = 2680 \text{ kg/m}^3$
a szemcse fajlagos felülete:	$a = 23930 \text{ l/m}$
süllyedési határsebessége vízben:	$v_s = 0,68 \text{ m/s}$

A térfogatra ill. tömegre redukált átmérő: $d_r = \sqrt[3]{\frac{6m_1}{\rho\pi}} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 0,0000015}{2680 \cdot \pi}} = 0,0011 \text{ m}$

A szemcse felülete: $A_1 = aV_1 = a \frac{m_1}{\rho} = 23930 \frac{0,0000015}{2680} = 0,00001339 \text{ m}^2$

így a felületre redukált átmérő: $d_r = \sqrt{\frac{A_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{0.00001339}{\pi}} = 0,0021 \text{ m.}$

A fajlagos felületre redukált átmérő: $d_r = \frac{6}{a} = \frac{6}{23930} = 0,00021 \text{ m.}$

A süllyedési határsebességre redukált átmérőt iterációval határozzuk meg, a 4.31.-4.33. összefüggések felhasználásával, 0,01 mm pontossággal.

4.3. táblázat

Sorszám	d_r m	Re	c_e	v_s m/s
1	0,00110	74,8	1,183	0,068
2	0,00100	67,7	1,240	0,038
3	0,00104	71,0	1,213	0,038
4	0,00102	69,4	1,226	0,038
5	0,00103	70,2	1,220	0,038
6	0,00103	69,8	1,223	0,038

Az iteráció a 6. lépésben már ugyanazt az átmérőt adja mint az előző sorban számított, így a szemcse redukált átmérője: $d_r = 0,00103 \text{ m.}$

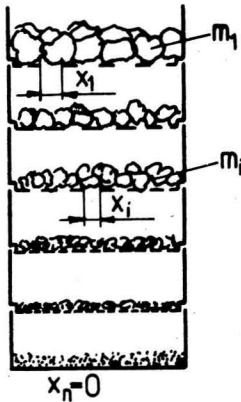
4.7. Szemcseeloszlás és mérése

A **szemcseeloszlás** a halmazt alkotó szemcsék szemcseméret szerinti eloszlása tömegszázalékban megadva. Meghatározása történhet

szítással, ha a szemcsék mérete $x > 45 \mu\text{m}$

ülepítéssel, ha a szemcsék mérete $60 \mu\text{m} > x > 5 \mu\text{m}$

mikroszkóppal, ha a szemcsék mérete $5 \mu\text{m} > x > 0,001 \mu\text{m}$



4.6. ábra
A szítasor

A **szítasor** szitáin azok a szemcsék maradnak fenn, amelyek mérete nagyobb a szita lyukméreténél, illetve kisebbek a fölötté lévő szita lyukméreténél. Az **eloszlás** függvény megadja, hogy e két határméret közé eső szemcsék tömege a halmaz tömegének hány százalékát teszi ki.

A 4.6. ábra jelöléseivel az eloszlás definíciója:

$$E_i = \frac{m_i}{\sum_{i=1}^n m_i} \quad (4.34.)$$

A **maradvány** az egyes sziták lyukméreténél nagyobb szemcsék tömegszázaléka. Mivel az adott szita fölött lévő szitán maradt szemcsék az adott szitán is fennmaradnának, a maradvány definíciója:

$$R_i = \frac{\sum_{i=1}^i m_i}{\sum_{i=1}^n m_i} \quad (4.35.)$$

Az **áthullás** az adott szita alá kerülő szemcsék tömegszázaléka:

$$D = 1 - R \quad (4.36.)$$

Az áthullás x -szerinti első differenciálhányadosa a **gyakoriság**, és a gyakoriság maximumának helye a leggyakoribb szemcseméretet, az úgynevezett főszemcse méretét adja meg. Ezeket a függvényeket a szitalyukméret függvényében ábrázolva kapjuk az eloszlás-, a maradvány- az áthullás- és gyakorisági görbét. A maradványgörbét Rosin és Rammler a róluk elnevezett **RRR függvénnyel** közelítették:

$$RRR = e^{-\left(\frac{x}{\bar{x}}\right)^n} \quad (4.37.)$$

Ebben a függvényben \bar{x} és n a halmazra jellemző állandók, amelyeket a mért maradványgörbe két pontjához tartozó R és x értékek 4.37.-be helyettesítésével lehet meghatározni.

Az RRR függvény segítségével felírható az áthullás is, és ennek x -szerinti differenciálásával a gyakoriság is.

Az áthullás az RRR függvényből:
$$D = 1 - R = 1 - e^{-\left(\frac{x}{\bar{x}}\right)^n}, \quad (4.38.)$$

és ebből gyakoriság:

$$p = \frac{dD}{dx} = -e^{-\left(\frac{x}{\bar{x}}\right)^n} \left(-\frac{1}{\bar{x}^n} nx^{(n-1)} \right) = \frac{n}{\bar{x}^n} x^{(n-1)} e^{-\left(\frac{x}{\bar{x}}\right)^n}, \quad (4.39.)$$

aminek maximuma az x -szerinti derivált 0 helyén van, (itt van a maradvány függvénynek inflexiója) és az egyenletből kiadódik a halmazban leggyakrabban előforduló szemcseméret, a **főszemcse** mérete:

$$\frac{dp}{dx} = \frac{n}{\bar{x}^n} \left[(n-1)x^{(n-2)} e^{-\left(\frac{x}{\bar{x}}\right)^n} + x^{(n-1)} \left(-\frac{n}{\bar{x}^n} x^{(n-1)} \right) e^{-\left(\frac{x}{\bar{x}}\right)^n} \right] = 0, \quad (4.40.)$$

és ebből

$$(n-1)x_{f\bar{o}}^{(n-2)} - x_{f\bar{o}}^{2(n-1)} \frac{n}{\bar{x}^n} = 0, \quad (4.41.)$$

illetve

$$x_{f\bar{o}} = \sqrt[n]{\frac{n-1}{n}} \bar{x}. \quad (4.42)$$

4.7. példa

Kvarchomokot szítalunk szítasoron az eloszlás, maradvány, áthullás és gyakorisági görbe felvétele céljából. Meghatározzuk a közelítő *RRR* függvény állandóit és a főszeremse méretét is. A szítálás eredményét táblázatban adjuk meg.

4.4. táblázat

<i>i</i>	<i>x_i</i> mm	<i>m_i</i> g	<i>E_i</i> %	<i>R_i</i> %	<i>D_i</i> %	<i>RRR_i</i> %	<i>50p_i</i>
1	1,00	111	4,74	4,74	95,26	9,08	18,90
2	0,63	539	23,02	27,77	72,23	34,10	50,55
3	0,45	561	23,96	51,73	48,27	54,89	63,51
4	0,32	468	19,99	71,72	28,28	71,75	64,61
5	0,20	342	14,61	86,33	13,67	86,35	55,01
6	0,10	227	9,70	96,03	3,97	95,69	36,60
7	0,00	93	3,97	100,00	0,00	100,00	0,00
	SUM	2341	100,00				

Kiválasztva két összetartozó szitalyuk és maradvány értéket, behelyettesítve az *RRR* függvénybe, kétismeretlenes egyenletrendszert kapunk, melyet megoldva megkapjuk a maradványgörbét közelítő *RRR* függvény *n* és \bar{x} konstansait.

$$x_1 = 0,32, R_1 = 0,7172, \quad x_5 = 0,2, R_5 = 0,8633.$$

$$0,7172 = e^{-\left(\frac{0,32}{\bar{x}}\right)^n} \quad 0,8633 = e^{-\left(\frac{0,2}{\bar{x}}\right)^n}$$

kétszer logaritmálva az egyenleteket:

$$\ln \ln \frac{1}{0,7172} = n(\ln 0,32 - \ln \bar{x}) \quad \ln \ln \frac{1}{0,8633} = n(\ln 0,2 - \ln \bar{x})$$

megoldva *n*-re

$$n = \frac{\ln \ln \frac{1}{0,7172} - \ln \ln \frac{1}{0,8633}}{\ln 0,32 - \ln 0,2} = 1,736,$$

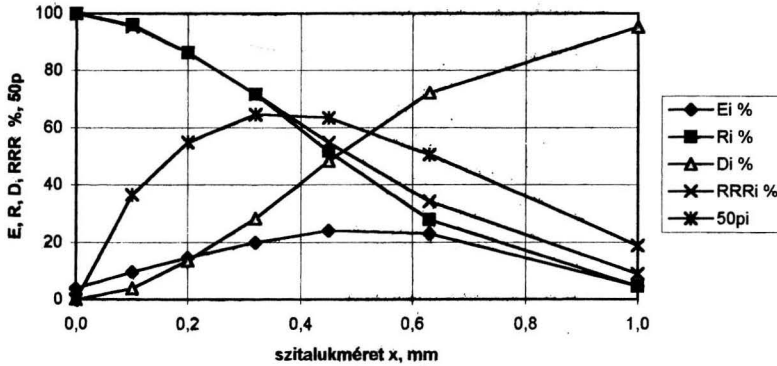
megoldva \bar{x} -re:

$$\ln \bar{x} = \ln 0,32 - \frac{\ln \ln \frac{1}{0,7172}}{1,736} = -0,505; \quad \bar{x} = 0,604 \text{ mm}$$

A közelítő *RRR* függvényből számított maradvány értékeket a 4.4. táblázat 7. oszlopába írtuk. A nyolcadik oszlop a számított gyakoriságokat adja, és a számított főszeremse méret:

$$x_{f\bar{\sigma}} = 1,736 \sqrt{\frac{1,736 - 1}{1,736}} \cdot 0,604 = 0,368 \text{ mm}$$

A számított értékeket az alábbi diagramban ábrázoltuk:



Ülepítéskor a folyadékban szuszpendált szemcséket felkavarással egyenletesen osztjuk el az edényben, majd t idő múltán a felszíntől számított h mélységig leszívjuk a szuszpenziót, és szűrőpapíron külön választjuk majd kiszárítjuk a szilárd anyagot. A $v=h/t$ sebességnél nagyobb ülepedési sebességű szemcsék már biztosan nem lesznek a kiszárított anyagban, így a lemért anyagtömeg egy - a v -ből mint süllyedési határebességből kiszámítható szemcseátmérővel egyező szitalukméretű szitán az áthullást adja meg. Megismételve a mérést különböző leszívási mélységekkel, megkapjuk az egész áthullás görbét.

A **mikroszkópos vizsgálat** a szemcsék és a mikroszkóp látómezejében látszó növekvő átmérőjű körök összehasonlításával történik. Helyes mintavétel esetén a különböző átmérőjű körökbe beleillő szemcsék számából és számított tömegéből ugyancsak áthullási görbe adatai számíthatók.

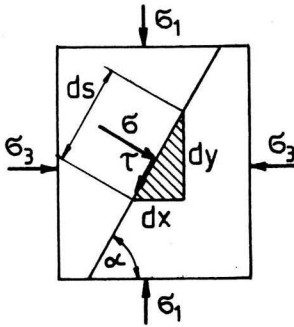
4.8. A belső súrlódás és mérése, a törési feltétel

A **belső súrlódás** a halmaz rétegeinek egymáson elcsúszását megakadályozó erő, melynek összetevői a kohézió, adhézió és a rétegek közötti tényleges súrlódás. Ha a külső hatásokból származó csúsztató feszültség a belső súrlódást túllépi, a rétegek megcúsznak, az anyag "eltörik".

Mekkora csúsztató- és normál feszültségek ébrednek az anyaghalom belsejében, ha a halomra ismert főfeszültségek hatnak?

A modell (4.7. ábra) egy homogén szemcse-szerkezetű anyagból álló, a papír síkjára merőlegesen végtelen hosszú hasáb egy méter hosszúságú darabja, amelynek oldallapjaira σ_1 és σ_3 **főfeszültségek** hatnak. (A főfeszültség síkjában

csúsztatófeszültség nem ébred, 1 indexszel a legnagyobb, 3 indexszel a legkisebb főfeszültséget jelöljük. A közepes főfeszültség- σ_2 - Mohr szerint nem játszik szerepet a kialakuló feszültségállapotban. A hasámban felvett tetszőleges α hajlásszögű sík mentén vizsgáljuk egy háromszög alapú hasáb egyensúlyát. Figyelembe véve, hogy



4.7. ábra
A hasáb egyensúlya

$$dx = ds \cos \alpha \text{ és} \\ dy = ds \sin \alpha ,$$

a hasábra ható erők egyensúlya x irányban:

$$\sigma_3 l ds \sin \alpha - \sigma l ds \sin \alpha + \tau l ds \cos \alpha = 0 , \quad (4.43.)$$

és y irányban:

$$\sigma_1 l ds \cos \alpha - \sigma l ds \cos \alpha - \tau l ds \sin \alpha = 0 . \quad (4.44.)$$

A 4.43. egyenletet $\sin \alpha$ -val, a 4.44.-et $\cos \alpha$ -val szorozva és az egyenleteket összeadva kapjuk:

$$\sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_3 \sin^2 \alpha = \sigma (\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha) .$$

Felhasználva a trigonometriai Pitagorasz-tételt:

$$\sigma_1 - (\sigma_1 - \sigma_3) \sin^2 \alpha = \sigma ,$$

valamint a $\sin^2 \alpha = \frac{1 - \cos 2\alpha}{2}$ azonosságot, az α hajlásszögű síkban ébredő normál feszültség:

$$\sigma = \sigma_1 - \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} (1 - \cos 2\alpha) = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} + \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \cos 2\alpha . \quad (4.45.)$$

A 4.43. egyenletet $\cos \alpha$ -val, a 4.44.-et $(-\sin \alpha)$ -val szorozva, és az egyenleteket összeadva kapjuk:

$$(\sigma_1 - \sigma_3) \sin \alpha \cos \alpha = \tau ,$$

és figyelembe véve, hogy $\sin \alpha \cos \alpha = \frac{\sin 2\alpha}{2}$, az α hajlásszögű síkban ébredő csúsztató feszültség:

$$\tau = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \sin 2\alpha. \quad (4.46.)$$

Vezessük be a $\frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} = \sigma_0$ és a $\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = R$ jelöléseket, és akkor a 4.45.

egyenlet
$$\sigma - \sigma_0 = R \cos 2\alpha$$

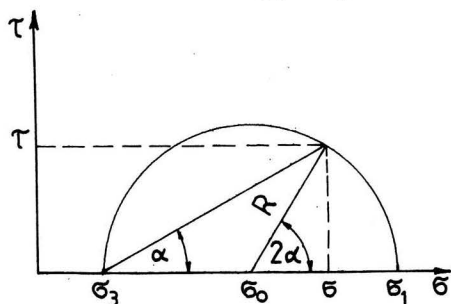
és a 4.46.
$$\tau = R \sin 2\alpha$$

formát nyer.

A két egyenletet négyzetre emelve és összeadva egy R sugarú, a σ tengelyen σ_0 helyen lévő középpontú kör egyenletét kapjuk, amelyet **Mohr-féle főfeszültségi körnek** nevezünk (4.8. ábra):

$$(\sigma - \sigma_0)^2 + \tau^2 = R^2. \quad (4.47.)$$

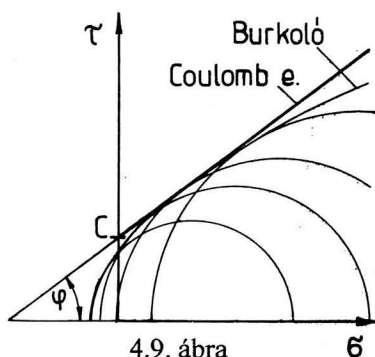
A 4.8. ábrából látható, hogy mivel $\frac{\tau}{R} = \sin 2\alpha$ a 2α egy középponti szög, amelyhez tartozó α kerületi szög a tetszőleges sík hajlásszöge a legnagyobb főfeszültség síkjához. Így, ha a főfeszültségek ismeretében egy tetszőleges hajlásszögű síkban ébredő feszültségeket akarjuk megkapni, a megrajzolt Mohr körből a σ_3 -ból α szög alatt húzott egyenes kimetszi azokat. A főfeszültségek ismeretében az α szöggel hajló síkban ébredő feszültségeket a 4.45. és 4.46.



4.8. ábra
A Mohr-féle főfeszültségi kör

egyenletekből számíthatjuk is. Mohr azt találta, hogy a törést okozó főfeszültségekkel megrajzolt Mohr köröknek közös burkolója van (4.9. ábra). Ez a burkoló azokat az összetartozó σ és τ értékeket adja, amelyek az anyag törését okozzák. Ezt a burkolót Coulomb egyenessel helyettesítette, a **Coulomb-egyenessel**, amelynek az egyenlete a **törési feltétel** egyik megfogalmazása:

$$\tau = \sigma \tan \varphi + C \quad (4.48.)$$



4.9. ábra
A Coulomb-egyenes

Ebben az egyenletben a φ az anyag belső súrlódásának szöge, $\varphi = \arctan \mu$ (ahol μ a belső súrlódás tényezője), míg C az anyag **kohéziója**.

A törési feltétel másik megfogalmazása összefüggés azon főfeszültségek között, amelyek az anyag törését okozzák. Ennek meghatározása a Coulomb-egyeneset érintő Mohr kör segítségével történhet:

$$\sin \varphi = \frac{R}{\sigma_0 + \frac{C}{\tan \varphi}} \quad (4.49.)$$

Felhasználva, hogy $\tan \alpha = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha}$ és rendezve a 4.49. egyenletet, a törést okozó főfeszültségek között az alábbi kapcsolat áll fenn:

$$\sigma_3 = \sigma_1 \frac{1 - \sin \varphi}{1 + \sin \varphi} - 2C \frac{\cos \varphi}{1 + \sin \varphi} \quad (4.50.)$$

A 4.50. összefüggés az alábbi, szokásos formába alakítható át:

$$\sigma_3 = \sigma_1 \tan^2 \left(45 - \frac{\varphi}{2} \right) - 2C \tan \left(45 - \frac{\varphi}{2} \right) \quad (4.51.)$$

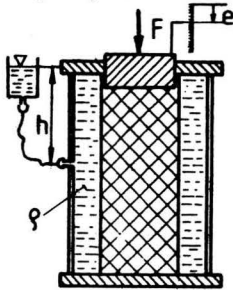
Bizonyítás:

$$\frac{1 - \sin \varphi}{1 + \sin \varphi} = \frac{1 - \cos(90 - \varphi)}{1 + \cos(90 - \varphi)} = \frac{1 - \left(1 - 2 \sin^2 \left(45 - \frac{\varphi}{2} \right) \right)}{1 + \left(-1 + 2 \cos^2 \left(45 - \frac{\varphi}{2} \right) \right)} = \tan^2 \left(45 - \frac{\varphi}{2} \right)$$

$$\frac{\cos \varphi}{1 + \sin \varphi} = \frac{\sin(90 - \varphi)}{1 + \cos(90 - \varphi)} = \frac{2 \sin \left(45 - \frac{\varphi}{2} \right) \cos \left(45 - \frac{\varphi}{2} \right)}{1 + \left(-1 + 2 \cos^2 \left(45 - \frac{\varphi}{2} \right) \right)} = \tan \left(45 - \frac{\varphi}{2} \right)$$

A belső súrlódást a törési feltétel meghatározásával mérhetjük meg.

A/ Kétirányú nyomás



4.10. ábra

A törési feltétel mérése kétirányú nyomással

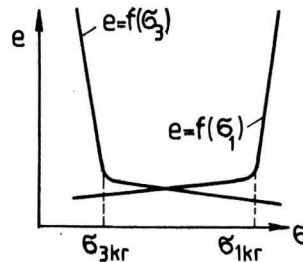
A töréshez tartozó főfeszültségekkel megrajzolt Mohr körök közös érintője lesz a Coulomb-egyenes, amelynek hajlásszöge a belső súrlódás szöge, tengelymetszete pedig a kohézió értékét adja. A mérés során változó főfeszültség törést okozó értékét a minta **deformáció sebességének** a mérésével határozhatjuk meg, ugyanis a töréskor a deformáció-sebesség hirtelen megnő.

A 4.11. ábrán a σ_3 feszültség csökkentésével illetve a σ_1 feszültség növelésével bekövetkező minta összenyomódást ábrázoltuk, kijelölve diagramon a töréshez tartozó hirtelen deformáció-növekedést és főfeszültséget.

A mérés lényege, hogy a 4.10. ábrán látható készülék rugalmas hengerébe helyezett mintát vagy állandó σ_1 és csökkenő σ_3 , vagy állandó σ_3 és növekvő σ_1 feszültséggel eltörjük. A

$$\sigma_1 = \frac{F}{A} \quad \text{és} \quad \sigma_3 = \rho gh$$

feszültségeket az F erő vagy a h edény-magasság változtatásával növeljük, ill. csökkentjük a törésig.



4.11. ábra

A deformáció-sebesség változása

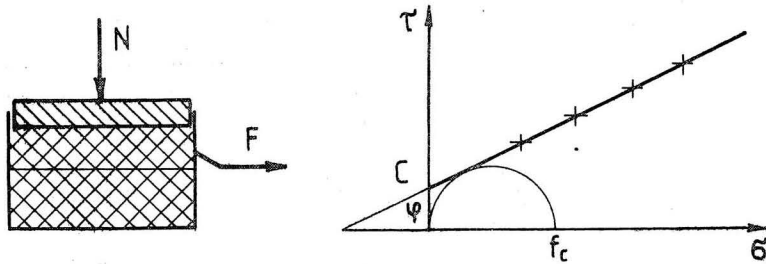
B/ Nyírás

A törési feltétel kísérleti meghatározásának másik módja a **nyírás**. A 4.12. ábrán látható ú.n. **Jenike-féle nyírókészülékben** a nyíráshoz, -töréshez- tartozó normál- és nyírófeszültséget mérjük, és ábrázoljuk σ - τ koordinátarendszerben:

$$\sigma = \frac{N}{A}, \quad \tau = \frac{F}{A}$$

A mérés szabványos technikáját az EFCE (Európai Vegyészmérnök Szövetség) WPMPS (Szilárd Szemcsés Anyagok Mechanikája Munkabizottsága) kidolgozta, és rögzítette.

A Coulomb-egyeneset érintő Mohr körök közül kitüntetett szerepe van a σ - τ koordinátarendszer origóján átmenőnek. Ez a Mohr kör olyan terhelést jelent, amelyet csak egy főfeszültség okoz. Az f_c olyan **egyirányú nyomás**, amely az anyag törését okozza.



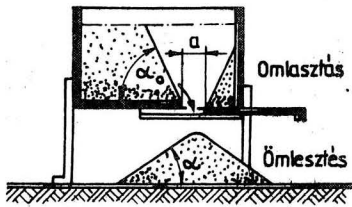
4.12. ábra

A Jenike-féle nyírókészülék és a törést okozó egyirányú nyomás, f_c

Könnyen folyó anyagoknál, amelyeknek a kohéziója elhanyagolható, a belső súrlódás szöge közelíthető az anyag rézsűszögével.

A 4.13. ábra jelöléseivel:

$$\alpha \approx \varphi \quad \text{és} \quad \operatorname{tg} \alpha \approx \mu . \quad (4.52.)$$



4.13. ábra

A rézsűszög értelmezése

A rézsűszög mérése viszonylag egyszerű a 4.13. ábrán mutatott készülékkel. Látható azonban, hogy megkülönböztethetünk **ömlasztásos** és **ömlesztéses rézsűszöget**. Belső súrlódás szempontjából az előbbi, a nagyobb a mérvadó.

4.7. példa

Szemcsés szilárd anyag belső súrlódási tényezője $\mu=0,22$, kohéziója $C=460$ Pa. Rajzolja meg a $\sigma_1=1450$ Pa, $\sigma_3=600$ Pa főfeszültségekhez tartozó Mohr kört, és döntse el, hogy az anyag ilyen terhelés hatására eltörik-e, és ha igen, melyik sík lesz a csúszólap?

A Coulomb-egyenest, vagyis a törési feltételt: $\tau = 0,22\sigma + 460$.

A feszültségállapotot jellemző Mohr kör sugara: $R = \frac{1450 - 600}{2} = 425$ Pa,

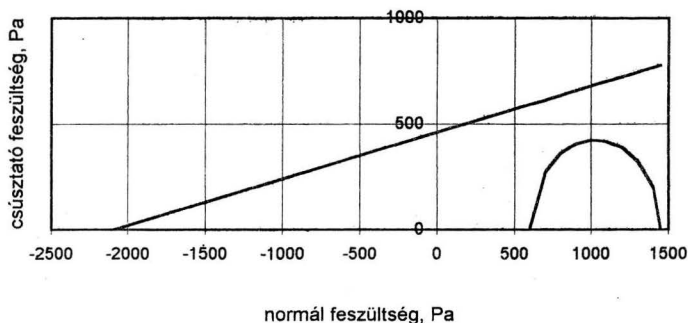
és középpontjának koordinátái: $\tau = 0$; $\sigma_0 = \frac{1450 + 600}{2} = 1025$ Pa.

Így a Mohr kör egyenlete:

$$(\sigma - 1025)^2 + \tau^2 = 425^2 .$$

4.5. táblázat

σ	τ , Coul.	τ , Mohr
Pa	Pa	Pa
-2090	0	
-2000	20	
-1500	130	
-1000	240	
-500	350	
0	460	
600	592	0
700	614	274
800	636	361
900	658	406
1000	680	424
1100	702	418
1200	724	387
1300	746	324
1400	768	200
1450	779	0



Ábrázolja a Coulomb egyenest és a Mohr kört, azok nem metszik egymást, ami azt mutatja, hogy ezek a főfeszültségek nem okozzák az anyag törését.

4.9. A falsúrlódás és mérése

A falsúrlódás szilárd szemcsehalmaz és a vele érintkező lemez, -fal- között fellépő passzív erő, az adhézió, kohézió, súrlódás, elektrosztatikus vonzás együttes hatása. Nagysága függ a falfelület anyagától, simaságától, a felülethez szorító normál erőttől és az anyag mozgásának minőségétől (csúszás, gördülés, vagy ezek kombinációja).

Mérése történhet a Jenike-féle nyíróberendezésben úgy, hogy az alsó gyűrű helyére a fal anyagából vágott lemezt tesszük, és úgy mérjük az összetartozó normál- és nyíró feszültségeket. Az értékek ábrázolásával kapott egyenes meredeksége a falsúrlódás tényezője.

4.8. példa

Mérjük meg Jenike-féle nyírókészülékkel rozsdamentes acél lemez és mészköliszt között a súrlódási tényezőt!

Gyűrű átmérő: $D=95$ mm, a gyűrű+anyag+fedél tömege: $m_{g\ddot{u}}=172,93$ g

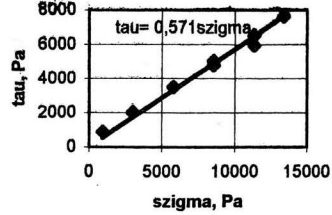
A mért adatokat a 4.6. táblázat tartalmazza.

A regressziós egyenes meredeksége a falsúrlódási tényezőt adja: $\mu_f=0,571$.

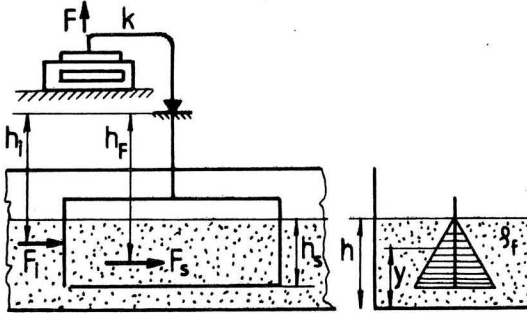
Előfordul olyan eset, pl. ha aerációs vagy aerokinetikus csatornában való szállítást tervezünk, amikor a lemez és a fluidizált anyag közti súrlódási tényezőre van szükségünk. Ebben az esetben a fluidizált anyagban mozgattottkétféle hosszúságú lemezen mért erők különbségéből számíthatjuk a

4.6. táblázat

<i>m</i>	<i>F_{ny}</i>	<i>σ</i>	<i>τ</i>
kg	N	Pa	Pa
9,5	53,94	13387,62	7610,05
8,0	42,24	11311,57	5959,37
6,0	33,95	8543,52	4789,79
4,0	24,81	5775,46	3500,28
2,0	14,53	3007,40	2049,94
0,5	6,24	931,35	880,36
0,5	6,24	931,35	880,36
2,0	14,25	3007,40	2010,44
4,0	24,88	5775,46	3510,16
6,0	35,65	8543,52	5029,63
8,0	46,22	11311,57	6520,88
9,5	54,15	13387,62	7639,67



falsúrlódási tényezőt. A 4.14. ábrán alkalmazott jelölésekkel a mozgó szilárd szemcsés anyagba merülő lemez egyensúlyát az impulzus erő és a súrlódóerő együttes nyomatéka illetve a mérleg támasztóerejének nyomatéka biztosítja.



4.14. ábra

Falsúrlódás mérése fluidizált anyagban

$$F_i h_i + 2F_{s1} h_F = F_1 k \quad (4.53.)$$

Ha pontosan ugyanolyan körülmények között (azonos fluidizáló sebesség, azonos anyagsebesség, azonos lemezbemerülés) csak rövid lemezzel megismételjük a mérést, az egyensúly alapján írható:

$$F_i h_i + 2F_{s2} h_F = F_2 k \quad (4.54.)$$

A 4.54. egyenletet kivonva a 4.53. -ból, az ismeretlen impulzus erő nyomatéka kiesik, és kapjuk:

$$2(F_{s1} - F_{s2}) h_F = (F_1 - F_2) k \quad (4.55.)$$

Ha feltételezzük, hogy a fluidizált anyagban a normálfeszültség a felszíntől mért mélységgel lineárisan változik mint a folyadékokban, az elemi $dydx$ felületre ható súrlódóerő az alábbi módon írható fel:

$$dF_s = \tau dydx = \mu_F \rho_f g (h - y) dydx \quad (4.56.)$$

Ezzel az l_1 hosszúságú lemez egyik oldalán összesen ébredő súrlódóerő:

$$F_{s1} = \int_0^{l_1} \int_{h-h_s}^h \mu_F \rho_f g (h-y) dy dx = l_1 \mu_F \rho_f g \frac{h_s^2}{2}, \quad (4.57.)$$

és ugyanígy az l_2 hosszúságú lemez esetén:

$$F_{s2} = l_2 \mu_F \rho_f g \frac{h_s^2}{2}. \quad (4.58.)$$

Behelyettesítve a 4.55. egyenletbe a kapott súrlódóerőket és figyelembe véve, hogy a súrlódóerők támadáspontja a normálfeszültség háromszögének súlypontja

$$2\mu_F \rho_f g \frac{h_s^2}{2} (l_1 - l_2) \left(H - \frac{h_s}{3} \right) = (F_1 - F_2) k, \quad (4.59.)$$

és kifejezve belőle a keresett falsúrlódási tényezőt:

$$\mu_F = \frac{(F_1 - F_2) k}{\rho_f g h_s^2 (l_1 - l_2) \left(H - \frac{h_s}{3} \right)}. \quad (4.60.)$$

Különböző bemerülésekkel elvégezve a mérést és a súrlódó erőt a bemerülés függvényében ábrázolva azt tapasztaljuk, hogy a súrlódó erő $-F_{s1}$ és F_{s2} is a bemerülés négyzetével változik. Ez a körülmény igazolja azon feltételezés helyességét, hogy a lemezre ható normálfeszültség a felszíntől mért mélységgel lineárisan változik, azaz

$$\sigma = \rho_f g (h - y). \quad (4.61.)$$

4.9. példa

150 mm és 50 mm hosszúságú alumínium lemez és fluidizált polietilén granulátum között fellépő súrlódási tényezőt mérjük. Adatok:

Az anyag halomsűrűsége a fluidizált állapotban:	$\rho_f = 492 \text{ kg/m}^3$
A lemezek bemerülése a mérés közben:	$h_s = 28,5 \text{ mm}$
A lemez alja a forgásponttól:	$H = 150 \text{ mm}$
A mérleg karja:	$k = 30 \text{ mm}$
A mért erő a hosszabb lemez esetében:	$F_1 = 0,0705 \text{ N}$
A mért erő a rövidebb lemezen:	$F_2 = 0,043 \text{ N}$

A súrlódási tényező:
$$\mu_F = \frac{(0.0705 - 0.043) * 0.03}{492 * 9.81 * 0.0285^2 * (0.15 - 0.05) \left(0.15 - \frac{0.0285}{3}\right)} = 0.026$$

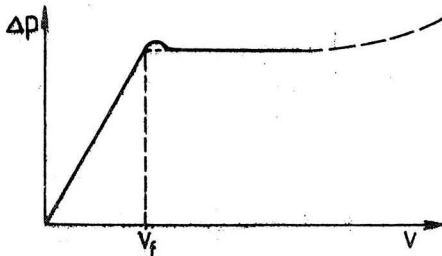
4.10. A fluidizációs határsebesség és mérése

Ha egy szemcsés szilárd anyag alkotta ágyon át alulról fölfelé növekvő sebességű gázáramot hajtunk át, az alábbiakat figyelhetjük meg:

Kezdetben a szemcsék egymáshoz képest nem mozdulnak el, az ágy ellenállása, az átáramló gáz nyomásesése fokozatosan növekszik. A gázsebesség további növelésekor a szemcsék elmozdulnak, igyekeznek olyan pozíciót elfoglalni, amikor az ellenállásuk a legkisebb, az ágy kezd tágulni, miközben ellenállása tovább nő. A gázsebesség további növelésekor a szemcsék teljesen elkülönülnek egymástól, súlyukat az ellenálláserő egyensúlyozza ki, az ágy felveszi legnagyobb magasságát, ellenállása az alábbi összefüggéssel írható fel:

$$\Delta p = (1 - \varepsilon_f)(\rho - \rho_f)hg \quad (4.62.)$$

ahol ε_f a halmaz porozitása fluidizált állapotban
 ρ az anyag sűrűsége
 ρ_f az átáramló fluidum sűrűsége
 h az ágy magassága fluidizált állapotban
 g a nehézségi gyorsulás.



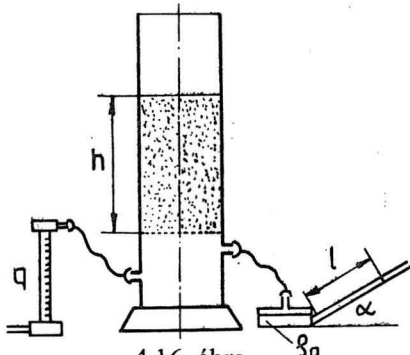
4.15. ábra

A nyomás változása fluidizáláskor

Ez az összefüggés a nyomáskülönbségből származó erő és az ágy súlya egyensúlyát fejezi ki. Az egyensúly beálltakor az anyag **fluidizált állapotba** kerül, és a sebességet, amelynél ez az állapot kialakul, **fluidizációs határsebesség**-nek nevezzük. Ha a sebességet tovább növeljük, megkezdődik a szemcsék kihordása az ágyból, a nyomáskülönbség újra növekedni kezd. A 4.15. ábrán a nyomás-

különbség változását látjuk az átáramlás sebessége függvényében, és a sebesség növelésénél a határsebesség közelében megfigyelhetünk egy olyan nyomásnövekedést, ami a sebesség csökkentésekor már nem jelentkezik. Ez a nyomáskülönbség-csúcs a szemcsék elrendeződéséhez kell, akkor jelentkezik, mikor a szemcsék elfoglalják legkisebb ellenállást adó pozíciójukat.

A minimális fluidizációs sebességet úgynevezet **fluidizáló csőben** (4.16. ábra)



4.16. ábra
A fluidizáló berendezés vázlatja

mérjük. Ez egy **elosztóréteggel** elválasztott függőleges cső, amelybe az elosztóréteg fölött van a fluidizálendő anyag, alá pedig -térfogatárammérés után- a fluidizáló közeget vezetjük be. Az átáramló közeg nyomásesését is itt mérjük. A vizsgálandó anyag behelyezése előtt meg kell mérnünk a berendezés üresjárású nyomásesését, vagyis az elosztóréteg ellenállását a sebesség függvényében. A fluidizáló közeg sebességét a cső üres keresztmetszetére vonatkoztatjuk:

$$v = \frac{4q}{d^2 \pi}, \quad (4.63.)$$

az ágy ellenállását pedig a mért ellenállásból az **üresjárású ellenállást** levonva kapjuk:

$$\Delta p = \Delta p_{\phi} - \Delta p_{\bar{u}}. \quad (4.64.)$$

A nyomáskülönbséget a térfogatáram növelése mellett leolvassuk a manométerről mindaddig, míg annak állandóságát nem tapasztaljuk, ezután a leolvasásokat elvégezzük a térfogatáram csökkentése mellett is. A minimális fluidizációs hatarsebességet a csökkenő térfogatáram mellett a nyomásgörbén jelentkező töréspont jelöli ki.

Azon anyagok fluidizációs hatarsebessége, amelyek fluidizációja a lamináris sebességtartományban létrejön, a Carman - Kozeny modell segítségével kiszámítható:

$$v_{f \min} = 0.2 \frac{\varepsilon_f^3}{1 - \varepsilon_f} \frac{\rho - \rho_f}{\eta} \frac{g}{a^2}. \quad (4.65.)$$

4.10. példa

Határozzuk meg kukoricaliszt fluidizációs hatarsebességét mérésel. A szűrőszövetből készített elosztóréteg ellenállásának (Δp_{sz}) mérése után a 70 mm átmérőjű fluidizáló csőbe 96 g 1390 kg/m³ sűrűségű kukoricalisztet töltöttünk. Ezután változtatva az átáramló levegő térfogatáramát (q) amelyet rotaméterrel mértünk, leolvassuk az alkohol töltésű ferdecsőves ($\alpha=30^\circ$) manométer kitérését (l). A mért adatokat táblázatba foglaljuk, és a szükséges számításokat is táblázatosan végezzük el.:

A mért nyomáskülönbség: $\Delta p = l \rho_a g \sin \alpha = 800 * 9,81 * 0,5 * // / 1000 = 3,924 * // \text{ Pa}$.

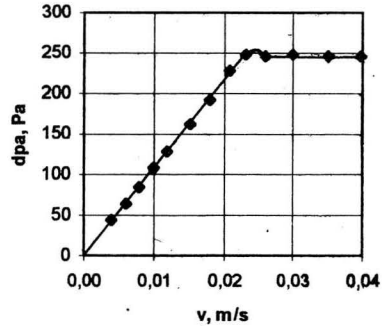
Az anyagréteg ellenállása: $\Delta p_a = \Delta p - \Delta p_{sz}$.

Az üres keresztmetszetre számított sebesség:

$$v = \frac{q}{3600 * 1000} \frac{4}{d^2 \pi} = \frac{q}{3600000} \frac{4}{0,07^2 \pi} = \frac{q}{13854} \text{ m/s}.$$

4.7. táblázat

q	l	dp	dp _{sz}	v	dp _a
l/h	mm	Pa	Pa	m/s	Pa
55	13	51,0	6,7	0,004	44,3
85	19	74,6	10,4	0,006	64,1
110	25	98,1	13,5	0,008	84,6
140	32	125,6	17,2	0,010	108,4
165	38	149,1	20,2	0,012	128,9
210	48	188,4	25,8	0,015	162,6
250	57	223,7	30,7	0,018	193,0
290	67	262,9	35,6	0,021	227,3
320	73	286,5	39,3	0,023	247,2
360	74	290,4	44,2	0,026	246,2
415	76	298,2	50,9	0,030	247,3
485	78	306,1	59,5	0,035	246,6
550	80	313,9	67,5	0,040	246,4



A bemért tömegből számítható fluidizációhoz tartozó nyomás:

$$\Delta p_f = \frac{4mg}{d^2 \pi} = \frac{4 * 0,096 * 9,81}{0,07^2 \pi} = 244,7 \text{ Pa}.$$

A fluidizációs hatarsebesség a diagramból: $v_f = 0,023 \text{ m/s}$.

4.11. Felületi nedvességtartalom

A hézagokban, a szemcsék felületén lerakódott nedvesség száraz anyagtömeghez viszonyított értékét felületi nedvességtartalomnak vagy röviden **nedvességtartalomnak** nevezik:

$$n = \frac{m_1 - m_2}{m_2}. \quad (4.66.)$$

Ez a nedvesség szárítással eltávolítható, a képletben szereplő m_2 a szárítás után mérhető anyagtömeg. A nedvességtartalom igen érzékenyen hathat a halomsűrűsége, a rézsűszög, a belső sűrűlódásra, falsűrűlódásra, így ismerete rendkívül fontos, adott esetben beállítása meghatározott értékre kívánatos.

4.11. példa

1 kg kvarchomokot 4 órán át 104 °C hőmérsékleten tartunk, ezalatt teljesen kiszárad, tömegét 0,92 kg-nak mérjük. Mennyi volt a minta nedvességtartalma?

$$n = \frac{m_1 - m_2}{m_2} = \frac{1 - 0,92}{0,92} = 0,087 = 8,7\%$$

4.12. Irodalom a 4. fejezethez

Perry, H. R. et al. Chemical Engineers Handbook
McGraw Hill Book Co. New York, 1963.

Michell, S. J. Fluid and Particle Mechanics
Pergamon Press Oxford, 1970.

Kézdi Árpád Talajmechanika
Tankönyvkiadó Budapest, 1971.

The Institution of Chemical Engineers:
Standard Shear Test Technique
A Report of the EFCE Working Party on the Mechanics of
Particulate Solids Warwickshire, 1989.

5. SZILÁRD SZEMCSÉS ANYAGOK TÁROLÁSA

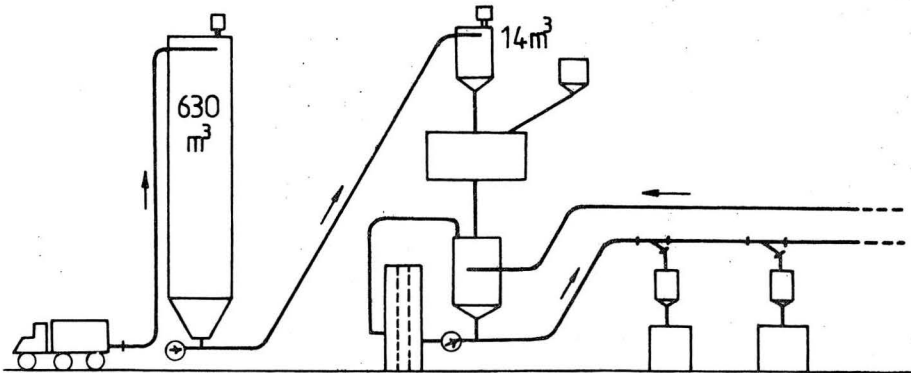
Mivel a termékek túlnyomó többségét nem ott és nem akkor használják fel ahol és amikor megtermelik, vagyis a termelés és a fogyasztás időben és térben elkülönül, az alapanyagokat és a termékeket is - esetleg hosszú időre - meg kell őrizni, káros hatásoktól óvni, kezelni, egyszóval tárolni kell.

Alapvetően kétféle tárolást különböztetünk meg:

a/ közvetlen **gyártást megelőző tárolás**, amely az egy műszakra elegendő anyagszükséglet tárolását jelenti - ömlésettett anyag esetén ún. napitartályban. Ennek a tárolásnak a gépesítettsége, automatizáltsága meg kell egyezzen a gyártásával.

b/ **tartós üzemi tartalék**, amely a váratlan anyagbeszállítási szünetek esetére biztosítja a gyártás anyagellátását. Ennek gépesítési foka lehet a gyártásénál alacsonyabb, de a tárolt mennyiséget nagyon gondos mérlegeléssel kell megállapítani, mert a szükségtelenül tárolt alapanyag feleslegesen köti le a tőkét. Ideális esetben tartós üzemi tartalék képzése helyett a szállítóval kötött pontos, gyakori szállításra vonatkozó szerződés biztosítja a folyamatos gyártást. Ez természetesen magasabb szállítási költségeket jelenthet, de lehet hogy mégis olcsóbb a tartós tárolásnál. A tárolási rendszert csak gondos gazdaságossági számítások alapján szabad megtervezni.

Az 5.1. ábra egy műanyagfeldolgozó üzem tárolási rendszerét mutatja. Az alapanyagul szolgáló PVC port tankautókkal szállítják az üzembe, és egy 630 m³-es silóban tárolják. Innen pneumatikus szállítással kerül a 14 m³-es napitartályokba az a mennyiség, ami egy műszakra elegendő nyersanyagot biztosít a gyártáshoz. A napitartályból a keverőbe jut az anyag, ahol adalékolás után keverik, majd a pihentető tartályba surrantják. A keverésnél ólomtartalmú adalékanyagot is adagolnak a keverékhez, így kötelező a zárt csőben szállítás, ez indokolja a pneumatikus szállítórendszer alkalmazását. A pihentető tartályból az egyes feldolgozó gépek, extruderek, présgépek napitartályába juttatja a feldolgozásra szánt anyagot a zárt rendszerű pneumatikus szállító berendezés.



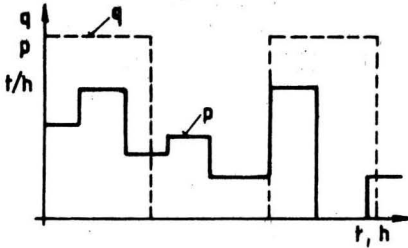
5.1. ábra

Műanyagfeldolgozó üzem alapanyag tároló rendszere

A tárolás megtervezésekor 5 kérdést kell feltenni, és megválaszolni. Ezek: *mit, mennyit, meddig, hol és hogyan* kell tárolni?

A *mit?* kérdésre a tárolandó anyag pontos megnevezésén kívül ömlesztett anyag esetén a 4. fejezetben tárgyalt jellemzők megadása is szükséges.

A *mennyit?* kérdés megválaszolásához ismerni kell az üzem fogyasztását az adott anyagból, és a beszállítás gyakoriságát, az egyszeri alkalommal beszállított mennyiséget, a beszállító megbízhatóságát, stb. A tárolandó mennyiség a beszállított és felhasznált anyagmennyiség különbsége, megfelelő biztonsági tartalék hozzászámításával. Az 5.2. ábra folyamatos felhasználás és szakaszos beszállítás esetére mutatja meg a tárolandó alapanyag mennyiségét.



5.2. ábra

A tárolandó mennyiség

Általánosságban a tárolandó tömeg:

$$M = \int_0^T q dt - \int_0^T p dt \quad (5.1.)$$

ahol $q(t)$ a beszállított, $p(t)$ pedig a felhasznált anyagmennyiség mint az idő

függvénye.

A *meddig?* kérdésre a tárolás kezdetének és időtartamának megadásával válaszolunk. Árumegóvási és munkaszervezési okokból a tárolónak tudnia kell a tárolás időtartamát, mert a termék tárolás közben esetleg változtatja tulajdonságait, és ennek megfelelően kezelni kell.

A *hol?* kérdésre a tároló hely megadásával válaszolunk, pl. szabadtéri tároló, nyitott szín, fészter, raktár vagy siló. Ez utóbbi tároló hely a legkorszerűbb ömlesztett anyagok számára, azonban előállítási és üzemeltetési költségei is magasak, így alkalmazását alaposan meg kell fontolni.

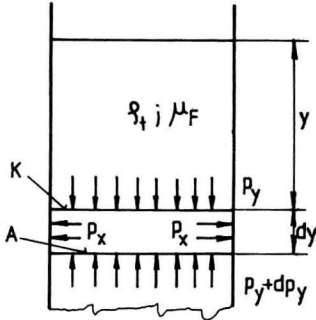
A *hogyan?* kérdésre a tárolás módjára vonatkozó előírás a válasz, pl. hűtve, fűtve, szellőztetve, forgatva, stb. Az erre a kérdésre adott válasz esetenként megszabja a tárolás helyét is.

5.1. Tárolás silóban

A siló kör- négyzög, vagy háromszög keresztmetszetű henger illetve hasáb alakú, felül zárt, alul kúpban ill. gúlában végződő edény, amelynek anyaga lehet acél, alumínium, fa, műanyag, beton, stb. Töltése és ürítése gépesíthető, így a siló - amellett, hogy a tárolt anyagot védi, és a környezetet is védi az esetleg káros tárolt anyagtól - rendszerbe illeszthető, üzeme automatizálható.

A silóban tárolt ömlesztett anyag nem veheti fel természetes alakját, ezért benne feszültségek ébrednek, ezeket a feszültségeket a siló fenekének és a falaknak kell ellensúlyozni. Tudnunk kell a silóban tárolt anyag falakra kifejtett nyomását, hogy a falat képező lemezt szilárdságilag méretezni tudjuk. Az első modellt,

mely a siló fenekére és falára ható nyomások számítását lehetővé tette, **Janssen** alkotta meg 1895-ben. Ez a modell a silóba töltött, nyugalmi állapotban lévő, térben és időben állandó halomsűrűségű anyagra vonatkozik. A dy vastagságú korongra ható erők: a súlyerő, a függőleges nyomásból származó erők, és a szándékolt elmozdulást akadályozó, a falon ébredő súrlódó erő. Ezek hatására a korong nem mozdul el, tehát a rá ható erők egyensúlyt tartanak:



5.3. ábra
Janssen modellje

$$p_y A + \rho_t g A dy = (p_y + dp_y) A + \mu_F p_x K dy \quad (5.2.)$$

Rendezve az egyenletet és végigosztva az A keresztmetszettel, az alábbi differenciálegyenletet kapjuk:

$$dp_y = \left(\rho_t g - \mu_F p_x \frac{K}{A} \right) dy. \quad (5.3.)$$

Janssen az egyenlet megoldásához

egyszerűsítéseket feltételezett:

a **Rankine-tényező**: $\lambda = \frac{p_x}{p_y}$, a hidraulikai sugár: $R = \frac{A}{K}$, a halomsűrűség: ρ_t és

a falsúrlódási tényező: μ_F nem függenek az anyagfelszíntől mért mélységtől- y -tól-, hanem e mélység mentén állandók. Ezen kikötések felhasználásával az egyenlet a következő alakba írható:

$$\frac{dp_y}{\frac{\rho_t g R}{\mu_F \lambda} - p_y} = \frac{\mu_F \lambda}{R} dy. \quad (5.4.)$$

A szétválasztott egyenlet mindkét oldala integrálható:

$$-\ln \left(\frac{\rho_t g R}{\mu_F \lambda} - p_y \right) = \frac{\mu_F \lambda}{R} y + C. \quad (5.5.)$$

Felhasználva azt a peremfeltételt, hogy ha $y=0$ akkor $p_y = 0$, az integrálási állandóra kapjuk:

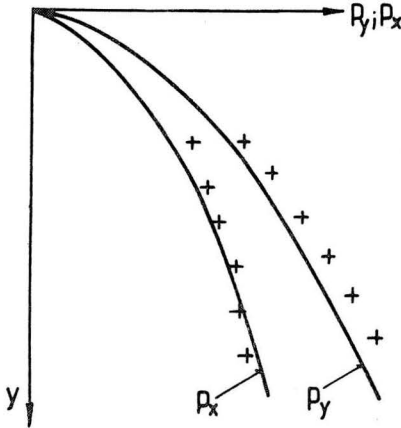
$$C = -\ln \frac{\rho_t g R}{\mu_F \lambda}. \quad (5.6.)$$

Behelyettesítve és rendezve:

$$\ln \frac{\frac{\rho_t g R}{\mu_F \lambda} - p_y}{\frac{\rho_t g R}{\mu_F \lambda}} = -\frac{\mu_F \lambda}{R} y \quad (5.7.)$$

valamint delogaritmálva az egyenletet eljutunk a **Janssen-formulához**:

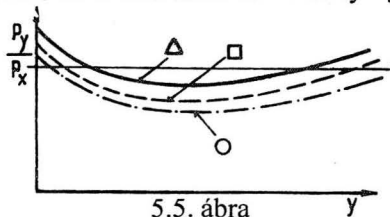
$$p_y = \frac{\rho_t g R}{\mu_F \lambda} \left(1 - e^{-\frac{\mu_F \lambda}{R} y} \right), \quad \text{és} \quad p_x = \lambda p_y = \frac{\rho_t g R}{\mu_F} \left(1 - e^{-\frac{\mu_F \lambda}{R} y} \right). \quad (5.8.)$$



5.4. ábra

Silónyomások a Janssen formulából és mérésekből

alakjától, és a felszíntől mért mélységtől függ, értéke általában 0,33 és 0,53



5.5. ábra

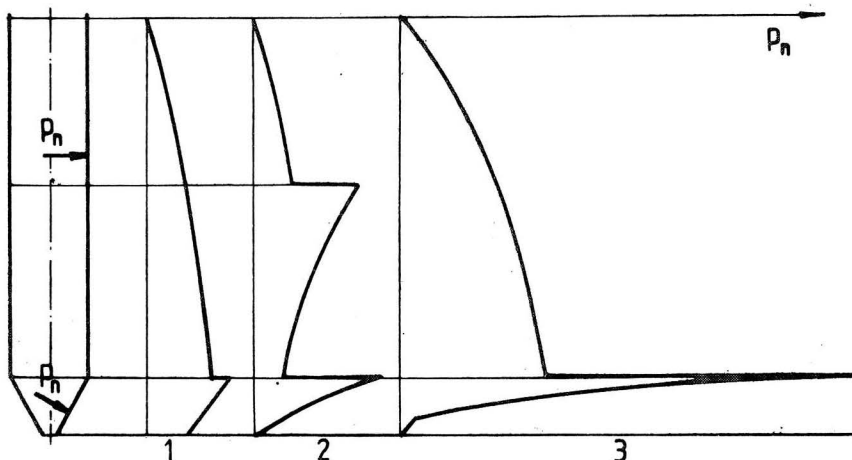
A silóalak hatása a nyomásviszonyra különböző silókeresztmetszeteknél

Ezeket a függvényeket jellegük szerint az 5.4. ábrában rajzoltuk meg. A bejelölt pontok a mérésekből kapott nyomások jellegét mutatják. Látható az eltérés, ami abból ered, hogy a differenciálegyenlet egyszerű megoldásához alkalmazott feltételek a valóságban nem teljesülnek. Elsősorban a Rankine tényező nem állandó, de a lefelé növekvő nyomás miatt a halomsűrűség és a falsúrlódási tényező is változik a mélység függvényében.

Reimbert méréseket végzett a silónyomások meghatározására. Azt találta, hogy a Rankine tényező a tárolt anyagtól, a siló között változik. Az 5.5. ábrán azonos hidraulikai sugárral jellemzett kör-, négyzet és háromszög keresztmetszetű silóban kapott eredményeket mutatunk be, Reimbert mérései alapján.

A modell egyszerűsítéséből adódó eltérések a számított és

mért silónyomások között jelentősek. A számítottnál jóval nagyobb nyomások mérhetők a siló töltésekor és ürítésekor. Töltéskor a bezúduló, nagy magasságból a silófénékre hulló anyag nagy nyomásokat generál, míg ürítéskor a siló hengeres és kúpos részének találkozásánál mérhető jelentős, a számítottnál 6-8-szor nagyobb nyomásugrás, ami a siló törését okozhatja. Az 5.6. ábra **Jenike** ürítési kísérletének eredményét mutatja, a silónyomások alakulását az anyag nyugalmi és közbenső állapotában, és a teljes anyagmennyiség mozgásakor. Megállapítása szerint a nyomáscsúcs nagysága



5.6. ábra

*A silónyomások alakulása ürítéskor Jenike mérései szerint
az anyag 1: nyugalmi, 2: közbenső, 3: teljes mozgási állapotában*

függ a falsúrlódástól, a siló-kúpszögétől, a siló, ill. anyagoszlop magasságától, a siló átmérőjétől és az anyag halomsűrűségétől.

A különböző országokban kidolgozott silónyomás számítási eljárások, szabványok mind Janissen formuláin alapulnak, csak a töltés és ürítés közbeni nyomástöbbletet faktorok alkalmazásával figyelembe veszik. Hazánkban a német **DIN 1055** sz. szabványt alkalmazzák a silónyomások számítására, és kiegészítik még a szélterhelések, hőfokingadozások, hőteher és egyéb körülmények okozta többletterhelések magyar szabványok szerinti figyelembevételével.

A DIN 1055 szerint a mélységtől függést a

$$\Phi(y) = \left(1 - e^{-\frac{\mu_F \lambda}{R} y} \right) \quad (5.9.)$$

függvénnyel vesszük figyelembe.

Ennek használatával silótöltéskor az egységnyi felületre ható falsúrlódás (csúsztató feszültség):

$$p_{Ft} = \rho_t g R \Phi(y) , \quad (5.10.)$$

a vízszintes terhelés (normál feszültség vagy nyomás):

$$p_{xt} = \frac{\rho_t g R}{\mu_F} \Phi(y) , \quad (5.11.)$$

és a függőleges terhelés (normál feszültség vagy nyomás):

$$p_{yt} = \frac{\rho_t g R}{\mu_F \lambda} \Phi(y) . \quad (5.12.)$$

A siló ürítésekor fellépő többletfeszültségeket egyrészt a töltéskori feszültségek növelésével, másrészt a silókúp és hengeres rész csatlakozásánál jelentkező feszültségcsúcs hozzáadásával számítjuk:

$$p_{Fü} = 1,1 p_{Ft} , \quad (5.13.)$$

$$p_{xü} = k_1 p_{xt} , \quad (5.14.)$$

ahol $k_1 = 1,2-1,6$ az anyagtól függő tényező,

$$p_{yü} \leq p_{yt} , \quad (5.15.)$$

és a henger-kúp átmenetnél a

$$p_{xá} = \rho_t g y \quad \text{és} \quad p_{xá} = \rho_t g D \quad (5.16.)$$

közül a kisebb érték adandó hozzá $p_{xü}$ -hoz úgy, hogy a $p_{xá}$ többletnyomás a csatlakozási helytől $0,3D$ távolságig lineárisan 0-ra csökkenjen:

$$p_{üx} = k_1 p_{xt} + \frac{y - (H - 0,3D)}{0,3D} p_{xá} , \quad \text{ha} \quad H \geq y \geq H - 0,3D . \quad (5.17.)$$

A szabvány lehetőséget ad egyenlőtlen terhelés, levegőztetés, fluid ürítés, gyors töltés, stb. esetén fellépő többletterhelések számítására is, amit itt nem részletezünk.

5.1. példa

Számítsa ki a silónyomásokat a Janssen-formula és a DIN 1055 előírásai alapján hengeres acél silóban tárolt liszt esetében, a siló tele állapotában, és ábrázolja az eredményeket a mélység függvényében. A szükséges adatok:

- a siló átmérője : $D = 5 \text{ m}$
- a hengeres rész magassága: $H = 10 \text{ m}$
- a siló kúpszöge: $\beta = 60^\circ$
- a liszt halomsűrűsége: $\rho_l = 700 \text{ kg/m}^3$
- falsúrlódási tényező: $\mu_F = 0,31$
- Rankine- tényező: $\lambda = 0,4$
- ürítési faktor: $k_l = 1,6$
- a siló hidraulikai sugara: $R = 1,25 \text{ m}$

a/ Nyomások a Janssen formulából:

$$p_{Fz} = \rho_l g R \left(1 - e^{-\frac{\mu_F \lambda}{R} y} \right) = 700 * 9,81 * 1,25 * \left(1 - e^{-\frac{0,31 * 0,4}{1,25} y} \right) = 8583,75 * \left(1 - e^{-0,099 y} \right)$$

$$p_{xz} = \frac{\rho_l g R}{\mu_F} \left(1 - e^{-\frac{\mu_F \lambda}{R} y} \right) = \frac{700 * 9,81 * 1,25}{0,31} * \left(1 - e^{-\frac{0,31 * 0,4}{1,25} y} \right) = 27689,52 * \left(1 - e^{-0,099 y} \right)$$

$$p_{yz} = \frac{\rho_l g R}{\lambda \mu_F} \left(1 - e^{-\frac{\mu_F \lambda}{R} y} \right) = \frac{700 * 9,81 * 1,25}{0,4 * 0,31} * \left(1 - e^{-\frac{0,31 * 0,4}{1,25} y} \right) = 69223,8 * \left(1 - e^{-0,099 y} \right)$$

b/ Nyomások a DIN 1055 szerint:

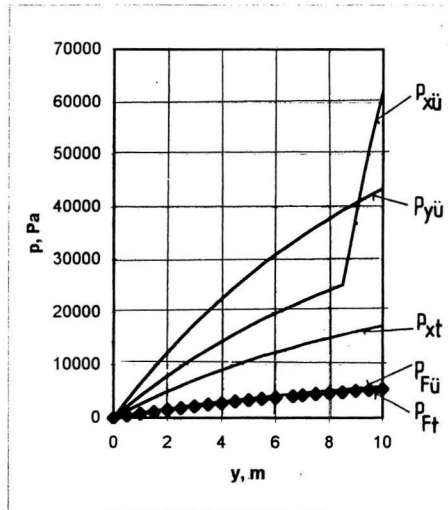
A mélység függvény:

$$\Phi(y) = \left(1 - e^{-\frac{\mu_F \lambda}{R} y} \right) = \left(1 - e^{-\frac{0,31 * 0,4}{1,25} y} \right) = \left(1 - e^{-0,099 y} \right)$$

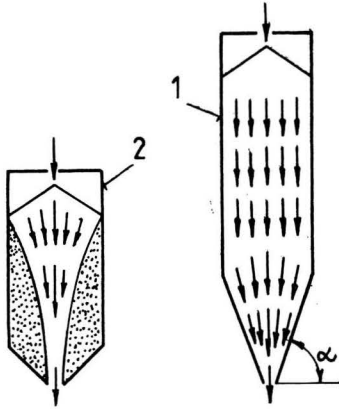
A töltéskor számított nyomások pontosan megegyeznek a Janssen-formulából kapott értékekkel.

5.1. táblázat

y m	p_{Fz} Pa	p_{xz} Pa	$p_{yz} = p_{yü}$ Pa	p_{Fz} Pa	$p_{yü}$ Pa
0,5	415	1338	3345	456	2141
1,0	810	2612	6529	891	4178
1,5	1185	3823	9558	1304	6117
2,0	1543	4977	12442	1697	7963
2,5	1883	6074	15186	2071	9719
3,0	2207	7119	17797	2428	11390
3,5	2515	8113	20282	2767	12981
4,0	2808	9059	22647	3089	14494
4,5	3087	9959	24898	3396	15935
5,0	3353	10816	27040	3688	17306
5,5	3606	11631	29079	3966	18610
6,0	3846	12407	31019	4231	19852
6,5	4075	13146	32865	4483	21034
7,0	4293	13849	34622	4722	22158
7,5	4500	14518	36294	4951	23228
8,0	4698	15154	37885	5168	24247
8,5	4886	15760	39400	5374	25216
9,0	5064	16336	40841	5571	26142
9,5	5234	16885	42213	5758	27028
10,0	5396	17407	43518	5936	27876



kifolyásnak az a jellemzője, hogy egyidejűleg az egész silóban tárolt anyag mozgásban van, a vízszintes anyagrétegekben lévő szemcsék közel azonos sebességgel mozognak. Ebben az esetben a siló ürítésekor kezdetben a silóba először betárolt, a siló aljára került anyag folyik ki, ami nagyon fontos pl. romlandó anyag tárolásakor.



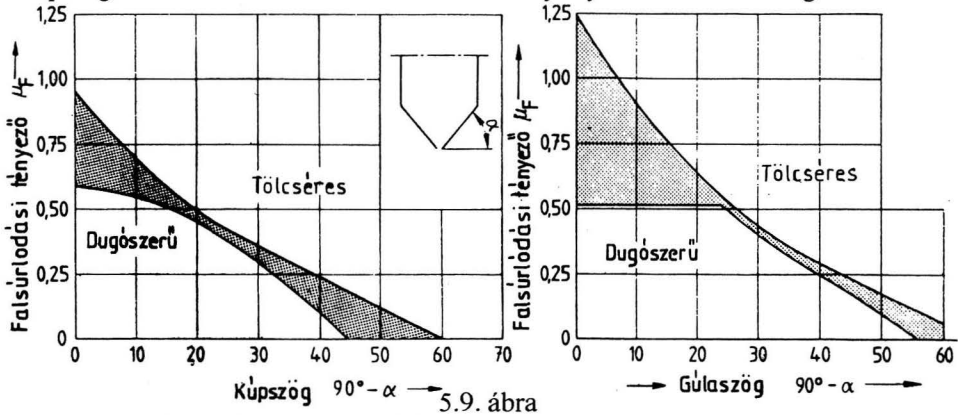
5.8. ábra
A kifolyás típusai: 1: dugószerű,
2: tölcséres

A tölcséres kifolyás esetén utoljára a henger és kúp csatlakozásánál lévő anyag folyik ki, így részleges ürítés esetén lehetnek olyan anyagrészek, amelyek bent maradnak a silóban, és a következő töltéskor sem cserélődnek. Az, hogy dugószerű vagy tölcséres kifolyás alakul-e ki, a silókúp szögétől és a falsúrlódástól függ. Az 5.9. ábra a DIN 1055 szabványban adott diagramot mutatja kúp illetve gúla alakú silófenék esetére.

Dugószerű kifolyás. esetén a kifolyó tömegáram becsléséhez **Alferov** ad tapasztalati összefüggést a kifolyási sebességre. Könnyen folyó anyagokra:

$$v = \kappa \sqrt{3,2gR} \quad (5.26.)$$

ahol κ a kifolyási tényező, értéke ezekre az anyagokra 0,55-0,65 között változik, R pedig a szemcseátmérővel csökkentett kifolyónyílás hidraulikai sugara.



5.9. ábra
A dugószerű és tölcséres kifolyás határa kúp és gúla alakú silófenéknél

Nehezen folyó, tapadós anyagokra a

$$L = \frac{V}{\sin \delta} = \frac{\rho_t g b l}{2 \sin \delta} \quad (5.21.)$$

A támasztóerőre merőleges felület a hídban

$$A = l \cos \delta \quad (5.22.)$$

így az anyag súlyából származó normálfeszültség a hídban

$$\sigma = \frac{L}{A} = \frac{\rho_t g b l}{2 l \sin \delta \cos \delta} = \frac{\rho_t g b}{\sin 2(\varphi_F + \vartheta)} \quad (5.23.)$$

Mivel a hídra a modell szerint sem alulról, sem felülről erő nem hat, ez a terhelés egyirányú nyomás, amelyet össze lehet hasonlítani a nyíró kísérletekből kapott törési feltétellel, a törést okozó egyirányú nyomással (f_C). Amennyiben a híd súlyából származó egyirányú nyomás a törést okozónál kisebb, a híd nem törik el, a boltozódás kialakul, az anyag nem folyik ki a silóból.

Így a **kifolyás feltétele**:

$$f_C \leq \frac{\rho_t g b}{\sin 2(\varphi_F + \vartheta)} \quad (5.24.)$$

A feltétel biztonsággal alkalmazható, mert a valóságban a boltív fölött lévő anyag nyomása segít összetörni a hidat. A levezetett feltétel ék alakú silófenékre vonatkozik, kiterjesztve kúp- és gúla alakúra is a kifolyás feltételét az alábbiak szerint fogalmazhatjuk meg:

$$f_C \leq \frac{\rho_t g b}{(1+m) \sin 2(\varphi_F + \vartheta)} \quad (5.25.)$$

ahol $m = 0$ ék alakú,
 $m = 0,8$ gúla alakú,
 $m = 1$ kúp alakú silófenék esetén.

Az 5.25. összefüggés arra is rávilágít, hogy hogyan lehet a kifolyást elősegíteni: az egyirányú nyomás növelésével, azaz vagy a b kifolyónyílás méretet növeljük, vagy a falsúrlódást illetve az ékszöget (kúpszöget) csökkentjük. Kismértékben a gúla alakú silófenék is elősegíti a kifolyást, ez azonban csak négyyszög keresztmetszetű silónál alkalmazható.

Ha az anyag zavartalanul kifolyik, kétféle kifolyási forma alakulhat ki: **dugószerű kifolyás**, illetve **tölcséres kifolyás** (5.8. ábra). A dugószerű

Az ürítéskor számítható nyomások:

$$p_{F_{ii}} = 1,1 p_{F_i} = 1,1 * 8583,75 * (1 - e^{-0,099y}) = 9442,13 * (1 - e^{-0,099y})$$

$$p_{x_{ii}} = k_1 p_{x_i} = 1,6 * 27689,52 * (1 - e^{-0,099y}) = 44303,23 * (1 - e^{-0,099y})$$

ehhez hozzá kell adni $y = H - 0,3D = 10 - 0,3 * 5 = 8,5$ m-től lineárisan növekvő nyomást úgy, hogy $y = 10$ m-nél érje el a $p_{x_{ii}} = \rho_l g D = 700 * 9,81 * 5 = 34355$ Pa értéket.

A függőleges nyomás ürítéskor nem lépi túl a töltéskor fellépő nyomásértékeket. A kétféle számítás eredményét táblázatban és diagramban adtuk meg.

5.2. Kifolyás silóból, boltozódás

A siló hengeres részét követő silókúp alján elzáró szerkezetet vagy adagolót helyezünk el, ami megakadályozza az anyag spontán kifolyását. Az anyag kifolyását az ún. **boltozódás** is gátolhatja. Ekkor a kifolyó nyílás fölött a silókúpban az anyagból képződő híd megtámasztja a fölötté lévő anyagot.

A boltozódás jelenségének vizsgálatára használjuk **Schwedes** ék alakú silófenékre alkotott modelljét, melynek jellemzői az alábbiak:

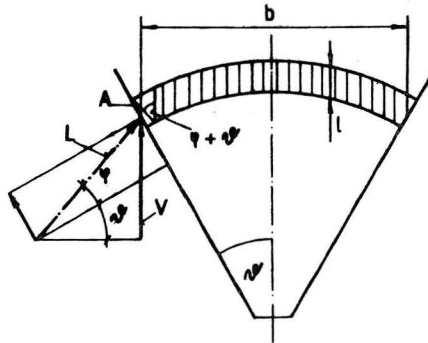
1/ a silófenék végtelen hosszú ék, melynek 1 m hosszú darabját vizsgáljuk

2/ a boltív szimmetrikus, metszete parabola alakú

3/ a híd súlya egyenletesen oszlik meg a parabola mentén

4/ a hidat csak a saját súlya terheli, sem alatta, sem felette nincs anyag.

Az 5.7. ábra jelöléseivel a híd súlya:



$$G = \rho_l g b l , \quad (5.18.)$$

5.7. ábra

A boltozódás mdellje Schwedes szerint

ebből a falnál ébredő támasztóerő függőleges komponense:

$$V = \frac{G}{2} = \frac{\rho_l g b l}{2} . \quad (5.19.)$$

A támasztóerő hajlásszöge a vízszinteshez a fél-ékszög és a falsúrlódás szögének összege

$$\delta = \varphi_F + \vartheta , \quad (5.20.)$$

és ezzel felírható a függőleges komponensből a támasztóerő is:

$$v = \kappa \sqrt{2g \left(1,6R - \frac{C}{\rho_l g \mu} \right)} \quad (5.27.)$$

összefüggést ajánlja, ahol C az anyag kohéziója, μ a belső súrlódási tényezője, ρ_l pedig a kifolyó anyag halomsűrűsége. Ilyen nehezen folyó, nedves anyagok esetében a kifolyási tényező κ értéke 0,2-0,25 között változik.

5.2. példa

Állapítsa meg, hogy az 5.1. példában szereplő acél silóból kifolyik-e a tárolt liszt, és ha igen, a kifolyás milyen típusával!

A szükséges adatok: az anyag halomsűrűsége: $\rho_l = 700 \text{ kg/m}^3$
 a falsúrlódás tényezője: $\mu_F = 0,25$; $\varphi_F = 14,04^\circ$
 a silókúp félszöge: $\vartheta = 30^\circ$
 a kifolyónyílás átmérője: $b = 0,3 \text{ m}$
 a törést okozó egyirányú nyomás: $f_C = 640 \text{ Pa}$

A boltívben keletkező egyirányú nyomás a Schwedes modell alapján:

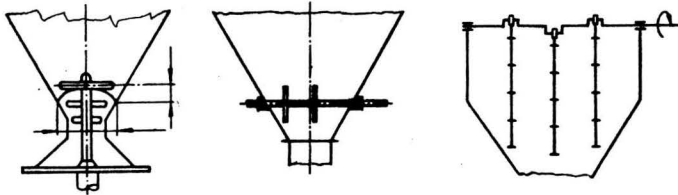
$$\sigma = \frac{\rho_l g b}{(1+m) \sin 2(\varphi_F + \vartheta)} = \frac{700 * 9,81 * 0,3}{(1+1) * \sin 2(14,04^\circ + 30^\circ)} = 1030,63 \text{ Pa},$$

ez nagyobb mint a törést okozó egyirányú nyomás, így a boltív nem alakulhat ki, tehát a liszt a silóból szabadon kifolyik. A siló fél-kúpszöge és a falsúrlódás szöge alapján az 5.9. ábrából megállapítható, hogy a kifolyás dugószerű lesz. Ekkor alkalmazhatjuk Alferev összefüggését, miszerint a kifolyó anyag sebessége, ha κ értékét 0,6-ra választjuk:

$$v = \sqrt{3,2gR} = \sqrt{3,2 * 9,81 * \frac{0,3}{4}} = 1,53 \text{ m/s} .$$

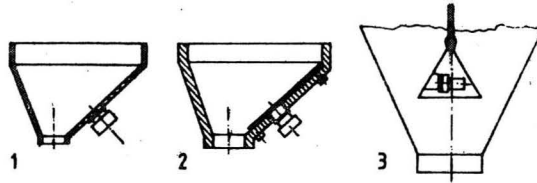
5.3. Bolygató szerkezetek

Ha az anyag nem folya ki a silóból, a kifolyást ún. **bolygató** berendezéssel kell biztosítani. Ezek a kialakuló boltívet törik össze, illetve megakadályozzák az anyag betömörödését a silókúpban. Az 5.10. ábra **mechanikus bolygatókat** mutat, amelyek a silón kívülről mozgatva törik össze a kialakuló hidat.



5.10. ábra
 Mechanikus bolygató berendezések

Az 5.11. ábra **vibrációs bolygatókat** mutat, amelyek acél silónál a silókúpához flexibilisen kapcsolt kúpot vibrálják (1), betonsilónál a beépített acéllapot (2) ,



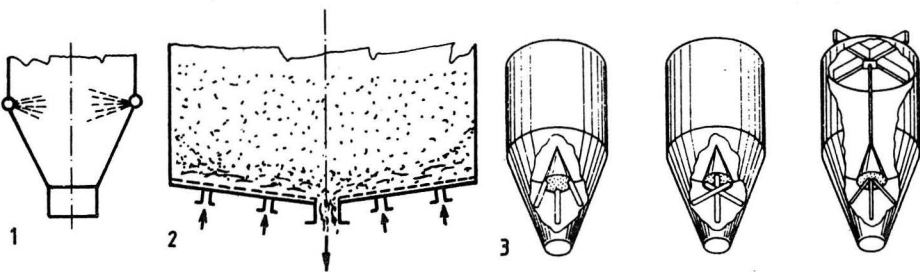
5.11. ábra

Vibrációs bolygatók 1: acélsilóban 2: betonsilóban 3: az anyag vibrálása

vagy egy, a híd kialakulásának helyére belógatott lemezt (3).

A kifolyást elősegíthetjük levegő bevitelével is (5.12. ábra). A siló falának és kúpjának különböző pontjain nagynyomású levegő “belövésével” mód van a kialakuló híd összetörésére, vagy az összetapadó anyag fellazítására (**légágyú**). A lapos fenekű, igen nagy kúpszögű silókban tárolt anyag kifolyását a fenékhez közeli anyagréteg fluidizálásával segíthetjük elő. Ekkor a siló fenekét légelosztó rétegből készítjük, - pl. szinter bronz, szövet bevonat, stb. - és ezen keresztül juttatjuk a fluidizáló levegőt az anyagba, aminek alsó rétege kifolyik, s helyét a fölötte lévő anyag foglalja el.

A boltozat képződésének megakadályozására és a silóban kialakuló áramkép megváltoztatására szokás újabban megfelelő méretű és alakú **áramlást javító betét** beépítése, amelynek alakját, méretét és pontos helyét kísérleti úton kell meghatározni.

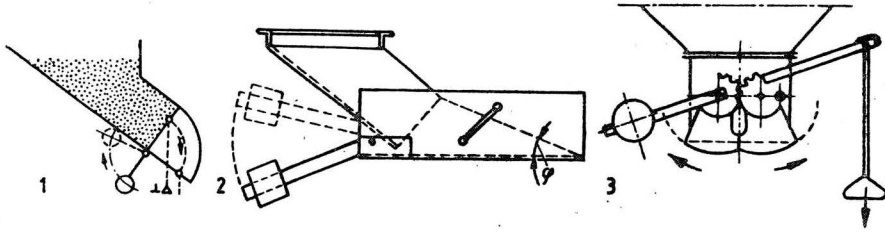


5.12. ábra

Pneumatikus bolygatók (1, 2) 1: légágyú 2:fluidizálás 3: áramlást javító betét

5.4. Hombárázak, adagolók

A silóból kifolyó anyagot meg kell állítani, a kifolyónyílást zárószerkezettel, ún. **hombárárral** (5.13. ábra) kell ellátni, vagy a kifolyást szabályozni kell, erre pedig az adagolók (5.14. ábra) alkalmasak.



5.13. ábra

Hombárázak 1: csuklós surrantó 2: billenő surrantó 3: szegmens zár

Az egyszerű **csuklós surrantó** súlyterhelésű záró lapja csukló körül elfordítható, és ezzel nyitja a kifolyónyílást. A **billenő surrantó** vízszintes állásban magával az anyaggal zárja a kifolyást, annak rézsűszöggel kialakuló halma csak a surrantó lefelé billentésével csúszik ki és nyitja a silót. Apróbb szemcsés anyagokhoz a gyors zárást biztosító **szegmens zár** alkalmazható előnyösen, amelynél az anyagfolyamba a záró lapok nyírással hatolnak be.

Az **adagolók** (5.14. ábra) amellet, hogy lehetővé teszik a kifolyó anyagmennyiség szabályozását, legtöbbször hombárárként is szolgálnak.

A **szalagos adagoló** kétféleképpen változtathatja az adagolt mennyiséget: a szalag sebességének és az adagolt anyagréteg vastagságának változtatásával. Ez a típusú adagoló nyomás ellenében nem képes adagolni.

A **lengővályús adagoló** siló alatt elhelyezkedő vályúját forgattyús hajtóművel lengetjük. A frekvenciát és a vályú lejtésszögét úgy hangoljuk össze, hogy az anyag a lefelé mozgáskor a vályúval együtt haladjon, felfelé mozgáskor attól elmaradjon. A vályú és az anyag együtt haladása a közös gyorsulással való mozgást jelenti. A vályúban lévő anyagtömeg maximális gyorsulásához (a holtponban) szükséges erő: $m\omega^2$. A gyorsító erőt a súlyerő vályú irányú komponensének és a vályú és az anyag közti súrlódó erőnek az eredője szolgáltatja. Így az együttmozgás feltétele lefelé mozgáskor:

$$m\omega^2 \leq mg \sin \alpha + \mu_F mg \cos \alpha , \quad (5.28.)$$

az anyag visszamaradásának feltétele felfelé haladáskor:

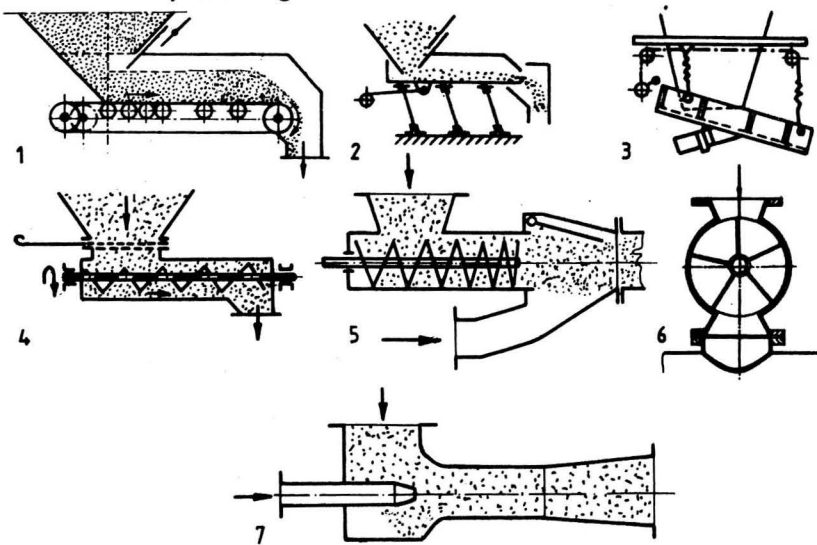
$$m\omega^2 \geq \mu_F mg \cos \alpha - mg \sin \alpha . \quad (5.29.)$$

Az adagolt mennyiség szabályozása a lejtésszög és a lengési frekvencia változtatásával történhet.

A **vibrációs adagoló** vályúját vibrátor rezgeti, kis amplitúdójú, a vályúra merőleges irányú rezgéssel. A szemcsék ennek hatására felugranak, és a vályú lejtése miatt lejjebb esnek vissza, így haladva végig a vályún. Szabályozása a lejtésszög és a rezgés frekvenciájának változtatásával történik.

A **csigás adagoló** a csavarfelület egy fordulata alatt egy menetemelkedéssel viszi előbbre az anyagot. A csigás adagoló működésének feltétele, hogy az anyag és a hengeres ház között nagyobb legyen a súrlódási tényező mint az anyag és a csavarfelület közt. Ha ez a feltétel nem teljesül, az anyag beragad a csavarfelület lemezei közé, és azzal együtt forog, előre haladás nélkül.

A pneumatikus szállítás tipikus adagolója a **Fuller csiga**. Ennél az adagolónál a csavarfelület emelkedése a haladás irányában csökken, ezzel biztosítja, hogy az anyag teljesen kitöltse a hengeres házat, és tömítsen. Így az adagoló alkalmas nyomás ellenében adagolni, az adagolt anyag a keverőtérben a nagynyomású szállító levegővel keveredik. A beépített csappantyú a levegő esetleges visszafúvását akadályozza meg.



5.14. ábra

Adagolók 1: szalagos 2: lengővályús 3: vibrációs 4: csigás
5: Fuller csiga 6: cellás 7: injektoros

Ugyancsak nyomás ellenében képes adagolni a **forgócellás adagoló**. A hengeres házban forgó cellás kerék cellái az adagoló felső részén megtelnek, lefelé fordulva kiürülnek. Szabályozása a fordulatszámmal, és a cellák töltési fokának

változtatásával történhet, ez utóbbi az adagoló fölött elhelyezett tolózárrel valósítható meg.

Az **injektoros adagoló** áramlástechnikai elven működik. A működtető levegő impulzusának rovására az injektor keverőterében gyorsulnak fel a szilárd szemcsék, és bejutnak az injektor nyomócsonkjához kapcsolódó nagyobb nyomású térbe. Az adagoló bizonyos mértékig önszabályozó: ha a beadagolt szilárdanyag a tervezettnél jobban megnöveli a nyomócsonk utáni nyomást, az adagolt mennyiség automatikusan csökken.

5.5. Irodalom az 5. fejezethez

- Andrási Győző, Polonszky György: Tárolás
Műszaki Könyvkiadó Budapest, 1971.
- Jenike, A. W.
Storage and Flow of Solids
Bulletin No. 123. University of Utah
Salt Lake City, 1964.
- Reimbert, M. und A.
Silos
Bauverlag GmbH Wiesbaden, 1975.
- Coljin, H.
Weighing and Proportioning of Bulk Solids
Trans Tech Publications Clausthal, 1975.
- Kósa Levente
Szemcsés szilárd anyagok tárolása silóban
Magyar Kémikusok Lapja XLVI. No.8.
343-352.

6. SZEMCSÉS SZILÁRD ANYAGOK SZÁLLÍTÁSA

Az ömlesztett anyagokat konténerekben, tankautókban szakaszosan, mechanikus, pneumatikus vagy hidraulikus szállítóberendezésben folyamatosan szállítjuk. A folyamatos szállítók közül a pneumatikus és hidraulikus szállításnak külön előnye, hogy teljesen zárt csőben történik, így a szállított anyag a környezetet nem szennyezi, és a környezet sem hat az anyagra, pl. nem növeli annak nedvességtartalmát. A tárgy keretében a folyamatos szállítókkal foglalkozunk.

A szállító berendezések kiválasztásához ismernünk kell a szállítás és a szállítógép üzemi jellemzőit.

A szállítási feladatot két adattal jellemezhetjük: a szállítás távolságával és az időegység alatt elszállítandó anyagmennyiséggel.

A **szállítás távolsága** az anyag feladásának és az anyag fogadásának helye közötti távolság. Mivel e két pont általában légvonalban nem köthető össze szállítógéppel, a szállítás távolságát vízszintes (L) és függőleges (H) szakaszokra bontjuk, és ezeket adjuk meg.

A **szállítási teljesítmény** az időegység alatt elszállítandó anyag tömege, (tömegáram, \dot{m}_a) súlya (súlyáram, \dot{g}_a) vagy térfogata (térfogatáram, q_a).

A szállítási teljesítményt az anyag folyómeter tömege (m_l) és az anyag sebessége (v_a) szorzataként kapjuk meg:

$$\dot{m}_a = m_l v_a \quad (6.1.)$$

A szállítási feladat ellátására alkalmas gép **szállítóképességének** - amely a géppel elérhető legnagyobb szállítási teljesítmény - legalább annyinak, vagy nagyobbak kell lennie, mint a megkívánt szállítási teljesítmény.

A hajtó teljesítmény a szállítógép hajtásához szükséges mechanikai teljesítmény.

A különböző szállítógépek gazdaságossági szempontból való összehasonlításához használjuk az ún. fajlagos energiafelhasználást, amely 1 tonna anyag 100 m-re szállításához szükséges energiát jelenti, mértékegysége kWh/t100m.

6.1. táblázat

A szállítógép	e_{100} , kWh/t100m
szállítószalag	0,1-0,2
szállítócsiga	1,0-2,0
serleges elevátor	0,5-1,0
hígáramú pneumatikus szállítás	4,0-8,0
dűnés pneumatikus szállítás	2,0-4,0
sűrűáramú pneumatikus szállítás	0,6-2,0
aerációs, aerokinetikus csatorna	0,05-0,15
homogén fázisú hidraulikus szállítás	0,03-0,06
heterogén fázisú hidraulikus szállítás	0,3-3,0

Néhány folyamatos szállító fajlagos energiafelhasználását a 6.1. táblázatban adtuk meg.

6.1. Mechanikus szállítók

Azokat a szállítógepeket nevezzük **mechanikus szállítógepeknek**, amelyek az anyagot valamilyen alkatrész vagy alkatrészcsoport mechanikus mozgásával továbbítják. Itt a szállítószalagot, a serleges elevátort és a szállítócsigát, mint a vegyiparban leggyakrabban alkalmazott mechanikus szállítógepeket tárgyaljuk. Ezeknek a gépeknek a hajtásához szükséges teljesítményt általánosságban két részből számíthatjuk: a függőleges és a vízszintes elmozdításhoz szükséges teljesítményből:

$$P = \kappa_v \dot{m}_a g L + \kappa_f \dot{m}_a g H . \quad (6.2.)$$

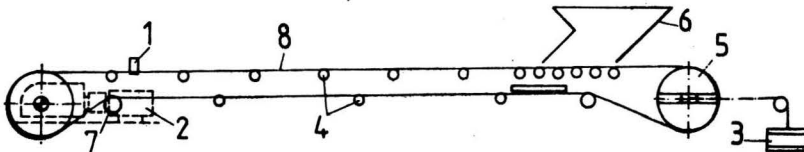
Ebben az összefüggésben κ_v és κ_f a vízszintes ill. függőleges **teljesítménytényező**, értéke a tapasztalatok alapján:

szállítószalagnál	$\kappa_v = 0,25 \dots 0,6$	$\kappa_f = 1,0 \dots 1,1$
serleges elevátor		$\kappa_f = 1,2 \dots 1,8$
szállítócsiga	$\kappa_v = 1,5 \dots 2,0$	
tapadós anyagra	$\kappa_v = 3,0 \dots 4,0$	

A szállítógepek mozgatott alkatrészeinek viszonylag alacsony sebessége szükségessé teszi sebességcsökkentő hajtómű beépítését a motor és a mozgatott alkatrész közé. Ennek a hajtóműnek a hatásfokával (η_d) számítható a működtető erőgép hasznos teljesítménye, az ún. hajtóteljesítmény:

$$P_h = \frac{P}{\eta_d} . \quad (6.3.)$$

A **szállítószalag** (6.1. ábra) szállítóeleme a görgőkkel alátámasztott végtelenített, vászonbetétes gumiból, műanyagból vagy acélból készült szalag, amelyre surrantón

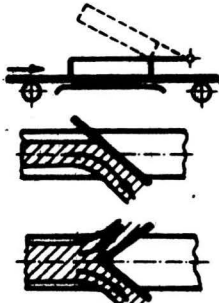


6.1. ábra

Szállítószalag

- 1: heveder 2: hajtás 3: heveder feszítő 4: szalaggörgők 5: feszítődob
6: feladó surrantó 7: heveder tisztító 8: egyenesbevezető

keresztül adjuk fel az anyagot, és az arról a hajtódobnál válik le, vagy ha szükséges, kotró ekével választjuk le (6.2. ábra). A szalagot általában elektromos motorral, hajtómű közbeiktatásával a hajtódobon át hajtjuk, és a feszítődobbal, súlyerő vagy rugóerő segítségével feszítjük. A szalagot támasztó 80-100 mm átmérőjű görgők a szállító ágon és a surrantó alatt sűrűbben (1,1-1,4 m) vannak elhelyezve, mint az anyaggal nem terhelt ágon (3-4 m).



6.2. ábra
Lekotró eke

Az anyag leválását vizsgálva megállapíthatjuk, hogy a szemcse ott fog leválni a szalagról, ahol a súlyerő normál komponense kisebb lesz, vagy határesetben egyenlővé válik az F_C centrifugális erővel (6.3. ábra).

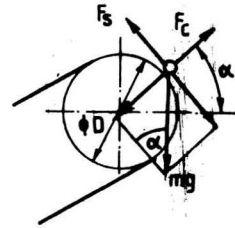
$$m \frac{v^2}{R} \geq mg \sin \alpha \quad (6.4.)$$

ahol v a szalag és az anyag sebessége, R a szemcse pályájának sugara, közelítőleg a hajtódob átmérőjének fele. Ebből határesetben a leválás szöge:

$$\alpha = \arcsin \frac{v^2}{gR} \quad (6.5.)$$

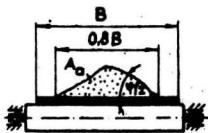
Az így kapott leválási helyet kismértékben módosítja az a körülmény, hogy a szemcse és a heveder közötti súrlódási tényező nagyságától függően esetleg a szemcse előbb megcsúszik, és így felgyorsulva a kiszámítottól eltérő szögnél válik le. A megcsúszás feltétele:

$$mg \cos \alpha \geq \mu \left(mg \sin \alpha - m \frac{v^2}{R} \right) \quad (6.6.)$$



6.3. ábra
Az anyag leválása

A szállítószalag szállítóképességét részben a szalagra rakható anyaghalom keresztmetszete határozza meg. Az anyagot úgy kell a szalagra adagolni, hogy az ne hulljon le, ezért a szalag szélességének csak kb. 80%-át használjuk ki (6.4. ábra). A kialakuló rézsűszög a szalag görgőkön való mozgása miatt a nyugalmi rézsűszög felére tehető, így az anyaghalom háromszöggel közelített keresztmetszete az



6.4. ábra
Az anyaghalom keresztmetszete

$$A_a = \left(\frac{0,8B}{2} \right)^2 \operatorname{tg} \left(\frac{\varphi}{2} \right) \quad (6.7.)$$

összefüggésből számítható.

A szállított anyag **folyóméter tömegét** a halomsűrűséggel való szorzással kapjuk:

$$m_1 = A_a \rho_t \quad (6.8.)$$

A szállítószalag szállítási teljesítményét a folyóméter tömeg mellett a szalag sebessége szabja meg. Ez a sebesség finomszemcsés anyagoknál 1-2 m/s, míg durvaszemcséseknél kisebb, 0,4-0,6 m/s lehet. A szállítóteljesítményt ezen túl növelni az anyagkeresztmetszet növelésével lehet, pl. a szalag 6.5. ábra szerinti vályús kialakításával.



6.5. ábra
Vályús kialakítású
szalag

6.1. példa

Szállítószalagon akarunk 36 t/h nyersfoszfátot szállítani 50 m vízszintes és 8 m függőleges távolságra. Határozza meg a sík heveder szükséges szélességét, és a hajtómotor szükséges teljesítményét, ha az áttételi mű 80 %-os hatásfokú.

Adatok:

a szállítási teljesítmény:	$\dot{m}_a = 36 \text{ t/h} = 10 \text{ kg/s}$
a vízszintes száll. távolság:	$L = 50 \text{ m}$
a függőleges száll. távolság:	$H = 8 \text{ m}$
az áttétel hatásfoka:	$\eta_a = 0,8$
a szalagsebesség	$v_a = 1,5 \text{ m/s}$
a foszfát halomsűrűsége:	$\rho_t = 1200 \text{ kg/m}^3$
a foszfát rézsűszöge:	$\varphi = 36^\circ$
a teljesítmény tényezők:	$\kappa_v = 0,4 ; \kappa_f = 1$

A szállítandó folyóméter tömeg $m_1 = \frac{\dot{m}_a}{v_a} = \frac{10}{1,5} = 6,67 \text{ kg/m}$,

az ehhez tartozó anyagkeresztmetszet $A_a = \frac{m_1}{\rho_t} = \frac{6,67}{1200} = 0,0056 \text{ m}^2$.

A szükséges heveder szélessége a 6.7. összefüggés átrendezéséből

$$B = \frac{1}{0,8} \sqrt{\frac{2A_a}{\tan \frac{\varphi}{2}}} = \frac{1}{0,8} \sqrt{\frac{2 \cdot 0,0056}{\tan \frac{36}{2}}} = 0,231 \text{ m},$$

amihez legközelebb álló szabványos szalagszélesség $B = 0,4 \text{ m} = 400 \text{ mm}$. (Függelék)

A szállításhoz szükséges hajtóteljesítmény:

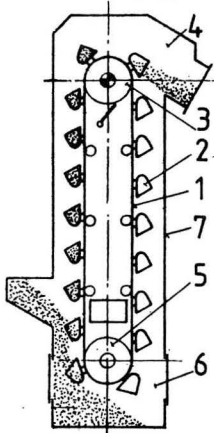
$$P = \kappa_v \dot{m}_a g L + \kappa_f \dot{m}_a g H = 0,4 \cdot 10 \cdot 9,81 \cdot 50 + 1 \cdot 10 \cdot 9,81 \cdot 8 = 2746,8 \text{ W}$$

A hajtáshoz szükséges motorteljesítmény: $P_h = \frac{P}{\eta_a} = \frac{2746,8}{0,8} = 3433,5 \text{ W} = 3,434 \text{ kW}$.

A **serleges elevátor** poros, aprószemcsés vagy kisdarabos ömlesztett anyagok függőleges és nagy ferdeségű szállítására alkalmas szállítógép. Elvi vázlatát a 6.6. ábra mutatja. A serleges elevátor szállítóelemei a hevederre vagy lánc

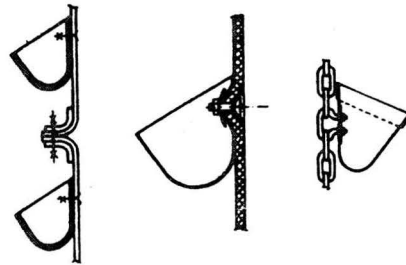
vonóelemre erősített serlegek, amelyek az elevátorlábban megtelnek anyaggal, majd a felső, hajtódobon vagy lánckeréken átfordulva az elevátorfejben az anyagot a surrantóba töltik. Az acéllemezből vagy öntöttvasból készített serlegek alakja a szállított anyagtól függ: könnyen folyó anyagok esetén mély, tapadós

anyaghoz sekély serlegeket alkalmaznak. A vonóelem is alkalmazkodik a szállított anyaghoz: lehet gumi, textil, drótheveder, lánc vagy acélsodrony. A serlegek felerősítésének néhány módját a 6.7. ábrán láthatjuk.



6.6. ábra

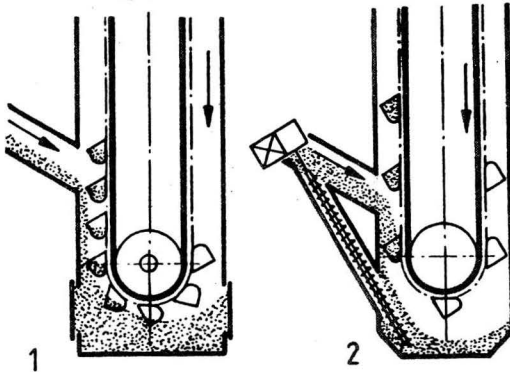
1: vonóelem 2: serleg 3: hajtódob
4: elevátorfej 5: feszítődob
6: elevátorláb 7: burkolat



6.7. ábra

Serlegfelerősítések

Az anyagot a serlegekbe merítéssel, vagy közvetlenül serlegbe töltéssel juttatjuk (6.8. ábra). Merítésnél a serleg az elevátorlábban összegyűlt anyagba merülve szedi fel azt, ez a töltési mód finom és aprószemcsés anyagoknál alkalmazható.



6.8. ábra

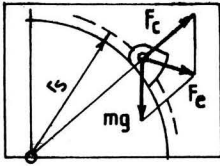
A serlegek töltése

1: merítéssel 2: közvetlenül

Nagyobb darabos anyagnál - ahol a merítési ellenállás igen nagy értékű lenne, az anyagot közvetlenül a serlegekbe töltik. A serleg sebességének ekkor, - hogy minden serleg megteljen - 1 m/s-nál kisebbnek kell lennie.

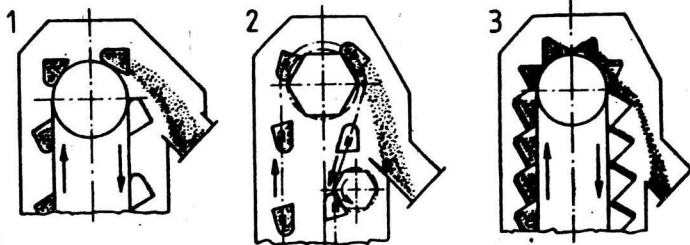
A serlegek ürítése alapján gravitációsan vagy centrifugálisan történhet. Hogy melyik ürítési típus alakul ki, az a serleg sebességének, - áttételesen a hajtódob fordulatszámának - függvénye. Ha a hajtódob legfelső pontján túljutott serleg tartalmára ható súlyerő és centrifugális erő eredője (6.9. ábra)

a pályához húzott érintő felett halad, **centrifugális**, ha az eredő az érintő alatt halad, **gravitációs ürítés** várható. A 6.10. ábra az ürítés típusait mutatja: a



gravitációs és centrifugális típusú ürítés mellett az a fajta gravitációs ürítés is látható, amikor a serlegből kicsúszó anyag az alatta lévő serleg hátoldalára folyik, és onnan surran az elevátor leadó csövébe (irányított gravitációs ürítés).

6.9. ábra
Serleg ürítés



6.10. ábra

A serlegek ürítése

1: centrifugális 2: gravitációs 3: irányított gravitációs

A serlegekbe töltött anyag térfogata lehet több is, de általában inkább kevesebb mint a serlegtérfogat. A töltés mértékét a **töltési tényező** mutatja meg:

$$\Phi = \frac{V}{V_0} \quad (6.9.)$$

Ezzel felírható a serleges elevátorban tartózkodó anyag folyóméter tömege is:

$$m_1 = \frac{\Phi V_0 \rho_t}{s} \quad (6.10.)$$

ahol s a serlegek egymástól mért távolsága, az ún. serlegosztás.

6.2. példa

Serleges elevátorral 10,8 t/h nyersfoszfátot szállítunk 30 m magasra. Mekkora serlegtérfogat szükséges akkor, ha 70% töltési tényezővel és 0,35 m serlegosztással számolunk 1,5 m/s szalagssebesség mellett? Mekkora villamos teljesítményt vesz fel az elevátort hajtó 87% hatásfokú motor, ha a hajtómű hatásfoka 75%?

Az adatok: szállítási teljesítmény: $\dot{m}_a = 10,8 \text{ t/h} = 3 \text{ kg/s}$
szállítási magasság: $H = 30 \text{ m}$
a foszfát halomsűrűsége: $\rho_t = 1100 \text{ kg/m}^3$
serlegosztás: $s = 0,35 \text{ m}$
töltési tényező: $\Phi = 0,7$

teljesítmény tényező: $\kappa_f = 1,5$
 hajtóműhatásfok: $\eta_a = 0,75$
 motorhatásfok: $\eta_m = 0,87$
 szalagsebesség $v_a = 1,5 \text{ m/s}$

Az elevátorban lévő anyag folyóméter tömege: $m_1 = \frac{\dot{m}_a}{v_a} = \frac{3}{1,5} = 2 \text{ kg/m}$

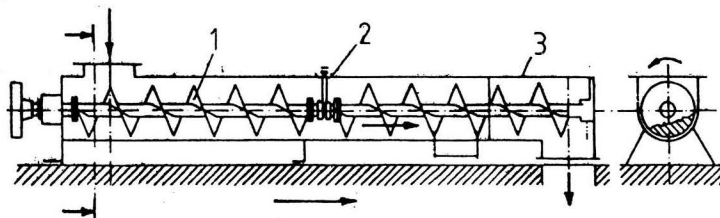
A folyóméter tömeg másképpen: $m_1 = \frac{\phi V_0 \rho_t}{s}$,

amiből a serlegtérfogat számítható: $V_0 = \frac{m_1 s}{\phi \rho_t} = \frac{2 * 0,35}{0,7 * 1100} = 0,00091 \text{ m}^3 = 0,91 \text{ dm}^3$.

A hajtáshoz szükséges teljesítmény $P_h = \kappa_f \frac{\dot{m}_a g H}{\eta_a} = 1,5 * \frac{3 * 9,81 * 30}{0,75} = 1765,8 \text{ W}$,

és a motor által felvett villamos teljesítmény: $P_m = \frac{P_h}{\eta_m} = \frac{1765,8}{0,87} = 2029,7 \text{ W}$.

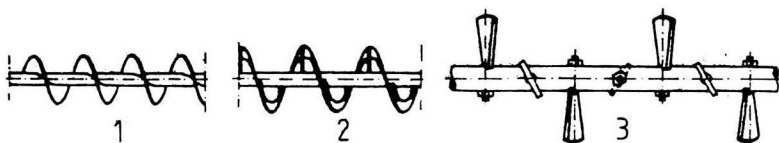
A **szállítócsiga** mozgó alkatrésze a tengelyen forgó csavarfelület, amely forgása közben az U alakú vályúba juttatott ömlesztett anyagot a kiömlőnyílás felé



6.11. ábra

Szállítócsiga felépítése 1: csiga 2: csapágy 3: vályú

továbbítja. A szállítócsiga működésének feltétele, hogy a szállított anyag és a vályú között a súrlódás nagyobb legyen mint a csavarfelület és az anyag közötti súrlódás. Ennek a feltételnek a poros, aprószemű, nem tapadós anyagok felelnek meg, a szállítócsiga ezek vízszintes, vagy kissé emelkedő szállítására alkalmas.



6.12. ábra

1: csavarfelület 2: csigaszalag 3: csigalapát

A csiga alkalmazkodik a szállított anyaghoz. Könnyen folyó porszerű

anyagokhoz a csavarfelületet, porszerű, de nagyobb szemcséket is tartalmazó anyagokhoz a csigaszalagot, és a szállítással egyidejűleg keverést is végző csigákhoz a csigalapátokat használják (6.12. ábra).

A csigavályú U alakra hajlított lemezből készül, szakaszait szögacél peremekkel csatlakoztatják egymáshoz. A szállítócsiga menetei és a vályú lemeze között a szállított anyag szemcseméretétől függő rés van. A rés mérete és a szemcseméret nem eshet közel egymáshoz, hogy a szemcsék ne szoruljanak be. A csiga tengelyét - hosszabb tengely esetén középen is - csapágyazni kell. Ezt a csapágyat függeszteni kell, hogy ne zavarja az anyag mozgását a vályúban.

A szállítócsiga szállítóteljesítményét csökkenti a **töltési tényező**, amely a vályúban lévő anyag és a csigát burkoló henger térfogatának hányadosa.

$$\phi = \frac{V_a}{V_0} = \frac{A_a L}{\frac{D^2 \pi}{4} L} = \frac{4 A_a}{D^2 \pi}, \quad (6.11.)$$

melynek értéke tapadós anyagokra 0,1-0,2, könnyen folyó anyagokra 0,3-0,45. A folyóméter tömeget az

$$m_1 = A_a \rho_t = \phi \frac{D^2 \pi}{4} \rho_t, \quad (6.12.)$$

az anyagsebességet a

$$v_a = sn \quad (6.13.)$$

összefüggésből számíthatjuk, ahol s a csavarfelület menetemelkedése, n pedig a fordulatszám.

A szállítócsiga hátránya, hogy a vályú és a csiga közé beszoruló szemeket tördéli, a nagy súrlódás miatt nagy a fajlagos energia felhasználása. Ezért nagy távolságra szállításhoz nem is használják.

6.3. példa

Szállítócsigával 18 t/h szénport szállítunk 12 m vízszintes távolságra. Számítsa ki a szükséges csigaátmérőt és a hajtás teljesítményigényét!

Adatok:	szállítóteljesítmény:	$m_a = 18 \text{ t/h} = 5 \text{ kg/s}$
	a szállítási távolság:	$L = 12 \text{ m}$
	a menetemelkedés:	$s = 0,8D$
	fordulatszám:	$n = 60 \text{ l/min} = 1 \text{ l/s}$
	a szén halomsűrűsége:	$\rho_t = 750 \text{ kg/m}^3$
	töltési fok:	$\phi = 0,4$
	a hajtómű hatásfoka:	$\eta_a = 0,8$
	teljesítmény tényező:	$\kappa_s = 1,7$

Az anyagsebesség: $v_a = sn = 0,8 * D * 1 = 0,8 * D \text{ m/s}$

A folyóméter tömeg egyrészt: $m_1 = \frac{\dot{m}_a}{v_a} = \frac{5}{0,8 * D} \text{ kg/m} ,$

másrészt : $m_1 = \phi \frac{D^2 \pi}{4} \rho_l = 0,4 * \frac{D^2 \pi}{4} * 750 = 235,62 * D^2 \text{ kg/m} .$

A kettő egybevetéséből: $D = \sqrt[3]{\frac{5}{0,8 * 235,62}} = 0,298 \text{ m} ,$

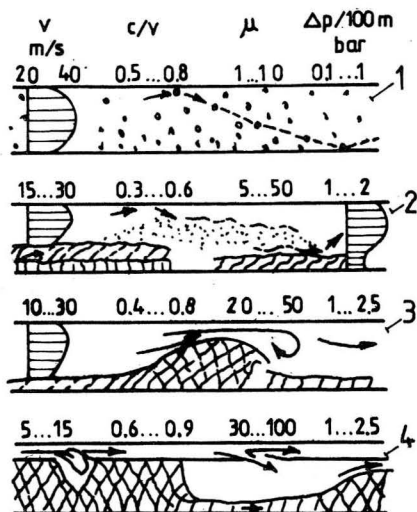
így a csiga átmérőjét 300 mm-re választjuk.

A hajtáshoz szükséges teljesítmény $P = \kappa_v \dot{m}_a g L = 1,7 * 5 * 9,81 * 12 = 1000,62 \text{ W},$

figyelembe véve a hajtómű hatásfokát $P_h = \frac{P}{\eta_a} = \frac{1000,62}{0,8} = 1250,78 \text{ W}.$

6.2. Pneumatikus szállítás

A **pneumatikus szállítás** során a zárt csőben haladó gáz (legtöbbször levegő) magával viszi a beadagolt szilárd anyagot, amit a fogadó helyen - a cső végénél - ki kell választani a szállító gázáramból. A szállítás során kialakuló szilárd anyag - szállító gáz tömegáram-arány (μ : **adagolási tömegarány**) értékétől függően megkülönböztetünk **hígáramú szállítás** ($\mu < 10$) és **sűrűáramú szállítás** ($100 > \mu > 10$). A különböző szállítási formák jellegzetes képeit a 6.13. ábrán láthatjuk. A szállítási kép fölött megadtuk a levegősebesség (v), az anyag



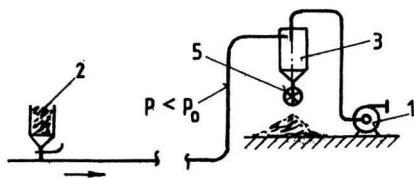
6.13. ábra

1: hígáramú 2: vonszoló 3: dűnés 4: dugós

sebesség/levegő sebesség viszony (c/v), az adagolási tömegarány (μ) és a 100 m-re szállításhoz szükséges nyomáskülönbség ($\Delta p/100\text{m}$) szokásos értékét. Előnye ennek a szállítási módnak a zárt rendszer, ami egyes anyagoknál követelmény, a tetszőleges nyomvonal, ami a cső vezetésével megoldható, és az, hogy a szállítással egyidejűleg más művelet, pl. szárítás, hűtés, melegítés is elvégezhető.

Hátránya, hogy nem minden anyag szállítható ezen a módon, és viszonylag nagy a fajlagos energiafelhasználása, továbbá, hogy a segédberendezések (adagoló, leválasztó, szűrő, kompresszor) viszonylag drágák. A pneumatikus szállítórendszer lehet szívóüzemű (6.14. ábra), - amikor a szállítócsőben a léghőrinél kisebb nyomás uralkodik - és nyomóüzemű (6.15. ábra), ekkor a szállítócső minden pontjában nagyobb a

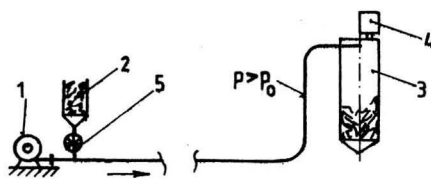
nyomás a légkörinél. A **szívóüzem** előnye, hogy az anyag külön adagoló szerkezet nélkül is bejuttatható a szállítócsőbe, és a cső mentén biztos, hogy nem lesz kiporzás, hátránya viszont, hogy a szállításhoz legfeljebb 0,5 bar (elméletileg is csak 1 bar) nyomáskülönbség használható fel, továbbá a leválasztásnak nagyon hatásosnak kell lennie, hogy a szilárd szemcsék ne juthassanak a szívást előállító légszállító-gépbe. Ezzel szemben a **nyomóüzemű** rendszerbe az anyag beadagolásához adagoló kell, a szállításhoz szükséges nyomáskülönbségnek nincs korlátja, és a légszállító-gép mindig tiszta levegőt szív be.



6.14. ábra

Szívóüzemű rendszer

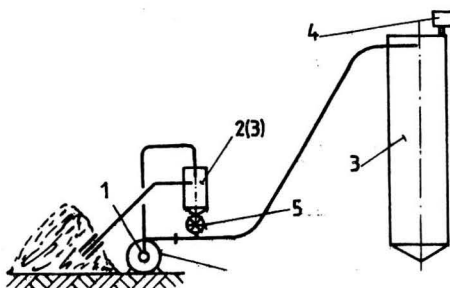
1: légszállító 2: feladó tartály 3: leválasztó+fogadó tartály 4: szűrő 5: adagoló



6.15. ábra

Nyomóüzemű rendszer

A kettő kombinációja a **vegyes üzemű rendszer** (6.16. ábra), amelyet az ömlesztett anyag felszedésére és pneumatikus továbbállítására használnak.

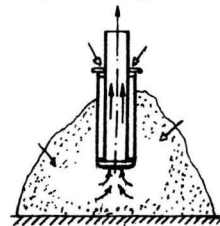


6.16. ábra

Vegyes üzemű rendszer

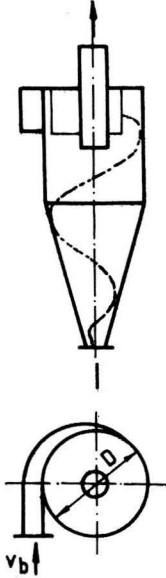
Ehhez a szívócső végére **szívófejet** (6.17. ábra) szerelnek ami a felszívott anyag és a szállítólevegő megfelelő keverési arányát beállítja, és a légszállító-gép elé **leválasztót** (ciklon, szűrő) illesztnek, ami biztosítja, hogy a szilárd anyag ne jusson a légszállító-gépbe. Az így leválasztott anyagot a légszállító-gép után a nyomócsőbe adagolják. Az adagolónak nyomáskülönbség ellenében kell tudnia adagolni, erre pl. a forgócellás adagoló alkalmas

A nyomóüzemű rendszerben a leválasztót a rendszer végén alkalmazzák a szállított anyag és a szállító levegő szétválasztására, a légtér szennyezésének megakadályozására. A 6.18. ábra leválasztó **ciklon** vázlatát mutatja. A ciklon hengeres testébe a levegő és szemcsés szilárd anyag keverékét érintőlegesen vezetjük be, ezért a szilárd szemcsék a centrifugális erő hatására a falhoz szorulva sűrűlnek és érintőirányú sebességük csökken. Ugyanakkor a súlyerő



6.17. ábra
Szívófej

hatására lefelé gyorsulnak, így csavarvonal mentén kerülnek a gyűjtő kúpba, ahonnan vagy adagolóval folyamatosan kihordják, vagy az összegyűlt anyagot időnként kiürítik. Minden ciklon csak bizonyos szemcseméretig alkalmas a szilárd anyag leválasztására. Azt a legkisebb méretet nevezik **határ-szemcseméretnek**, amelynél nagyobb méretű szemcséket a ciklon biztosan leválasztja. A határ-szemcseméret számítására számos összefüggést találunk az irodalomban, pl. Pápai szerint a határ-szemcseméret:



$$x_h = K \sqrt{\frac{\mu d^2}{\rho_a v_b D}}, \quad (6.14.)$$

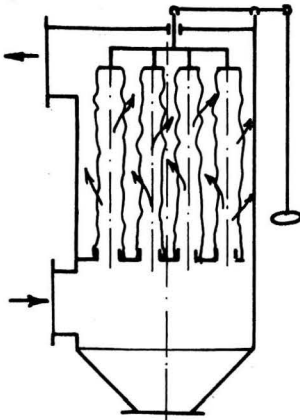
ahol μ a szállítógáz dinamikai viszkozitása
 d a belépőcsonk mérete
 ρ_a a szilárd anyag sűrűsége
 v_b a gáz belépő sebessége a ciklonba
 D a ciklon hengeres részének átmérője
 K pedig egy tapasztalati állandó, értéke 3-6 között van.

Az összefüggésből látható, hogy kis szemcsék leválasztásához a ciklonátmérőt növelni kell. A ciklon jóságára jellemző az ún. **leválasztási fok**:

6.18. ábra
Leválasztó ciklon

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_{abe} - \dot{m}_{aki}}{\dot{m}_{abe}}, \quad (6.15.)$$

amely a ciklon által leválasztott anyag tömegáram és a ciklonba belépő anyag tömegáram hányadosa. Ha a ciklonból távozó levegő szilárd anyagot egyáltalán nem tartalmaz, a leválasztási fok 1, azaz 100%. A tapasztalat szerint a leválasztási fok 25 m/s belépési sebességig javul, további sebességnöveléssel már nem változik. Jelentősen változik a leválasztási fok a tiszta levegőt kivezető függőleges cső benyúlásának mértékével, az optimális értéket azonban minden anyagra csak kísérlettel lehet meghatározni. Jól méretezett ciklon homogén szemszerkezetű anyagot 100%-ig leválaszt, inhomogén szemszerkezet esetén 87-99% leválasztási fokra számíthatunk.

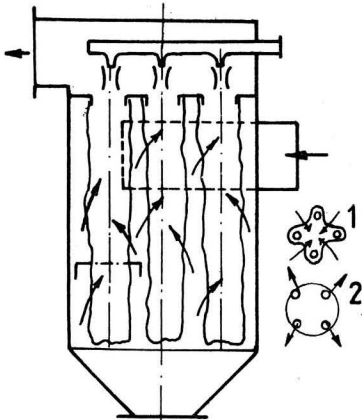


6.19. ábra
Zsákos szűrő

Ha ciklonnal nem tudjuk a tökéletes leválasztást megvalósítani, a ciklon után a finom por felfogására **porszűrőt** kell alkalmazni. A száraz

porszűrők szűrőanyaga lehet papír, szövet, műanyag szálal textil, habosított műanyag, stb. amelynek átjárható felülete a kiszűrendő szemcsék méreténél kisebb. A levegőből kiválasztott szemcsék a szűrőanyagon halmozódnak fel ún. **szűrőlepényt** alkotva, amely eltömi a szűrő hézagait és ezzel ugyan javítja a leválasztást, de egyben megnöveli a szűrő ellenállását is, amit a szűrő tisztításával meg kell szüntetni.

A 6.19. ábra **zsákos szűrő** vázlatát mutatja, amelyben a szűrendő levegő a zsákokon belülről kifelé halad át, így a szűrőlepény a zsákok belső oldalán keletkezik. Ezt a zsákok időnkénti alapos megrázásával távolítjuk el, s a tisztítás hatására visszaáll a szűrő eredetihez közelálló ellenállása. A szűrőszöveteken - éppen a kis szűrőellenállás érdekében - megengedett átáramlási sebesség a teljes szűrőfelületre számítva 1,5-3 cm/s, amivel 250 - 750 Pa elfogadható szűrőellenállás érhető el. A 6.20. ábra a ciklon és a zsákos szűrő kombinációjából született **szűrőciklon** vázlatát mutatja. Az érintőlegesen bevezetett levegő-szilárd anyag keverékből a nagyobb szemcsék a ciklon hatására kiválnak és az alsó kúpban összegyűlnek, míg a finom por a zsákok külső felületére tapad, mivel a levegő kívülről befelé halad át a zsákokon. A zsákokat pálcák merevítők tartják kifeszítve, szűréskor a szövet a pálcákra ráfeszül. A felül nyitott zsákokba egyenként periodikusan lökészerűen tiszta levegőt fújunk be, miáltal az éppen tisztított zsák hirtelen kifeszül, ledobja felületéről a szűrőlepényt, és a kiáramló levegő a szövetet megtisztítja. Ennek a



6.20. ábra

Szűrőciklon

1. szűrés 2. tisztítás

tisztítási módnak az az előnye, hogy - mivel egyszerre csak egy zsákot tisztítunk, s a többi üzemszerűen működik - az egész szűrő ellenállása alig észrevehetően ingadozik.

tisztítási módnak az az előnye, hogy - mivel egyszerre csak egy zsákot tisztítunk, s a többi üzemszerűen működik - az egész szűrő ellenállása alig észrevehetően ingadozik.

6.4. példa

Óránként 600 m³ poros levegőt akarunk tisztítani. Mekkora felületű száraz porszűrővel oldható meg ez a feladat?

A szűrendő térfogatáram:

$$q = 600 \text{ m}^3/\text{h} = 0,167 \text{ m}^3/\text{s}$$

a megengedett szűrési sebesség:

$$v = 1,5 \text{ cm/s}$$

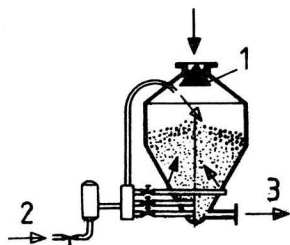
a szükséges teljes szűrőfelület:

$$A_{sz} = \frac{q}{v} = \frac{0,167}{0,015} = 11,13 \text{ m}^2$$

azaz választhatunk egy 12 m² -es száraz porszűrőt.

A sűrűáramú szállítás tipikus adagolója a Fuller csiga mellett a **nyomótartály** (6.21. ábra). A nyomótartályba betöltött anyagot a szállítólevegő a tartályban fluidizálja, majd az anyagréteg fölött kialakuló légpárna a fluidizált anyagot a

szállítócsőbe nyomja. Működése a szódásüvegéhez hasonló. A nyomótartály szakaszos működésű, folyamatos aállítás úgy tehető, ha két nyomótartályt párhuzamosan kapcsolunk a szállítócsőre, és ezeket felváltva működtetjük.

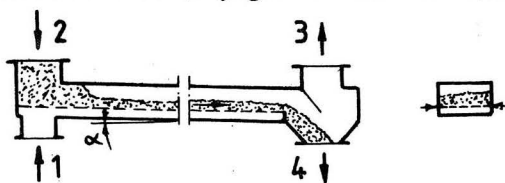


6.21. ábra
Nyomótartály
1: harangszelep 2: levegő
3: szállítócső

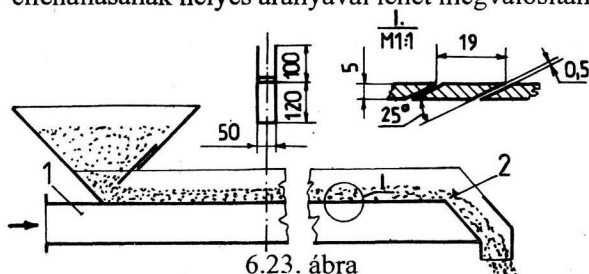
részben a csatorna mentén mozgatja. A csatorna vízszintes, sőt 5-6 fok emelkedőn is képes szállítani. A működtető levegő mennyiségével szabályozható, s a fellépő kis anyagsebességek miatt kíméletesen, az anyag törése nélkül szállít. A csatorna helyes működéséhez biztosítani kell a működtető levegő csatorna menti egyenletes kiáramlását. Ezt a levegő-csatorna és az elosztórteg ellenállásának helyes arányával lehet megvalósítani.

Gyakran használt sűrűáramú szállítást megvalósító berendezés az **aerációs csatorna** (6.22. ábra). Előszeretettel alkalmazzák erőművekben a kazánokban keletkező nagytömegű pernye elszállítására. A csatorna fenéke porózus anyagból készült légelosztó, a rajta átáramló levegő a fölötte lévő anyagot fluidizálja, ami a 2-5 fok alatt lejtő csatornában a gravitáció hatására a csatorna végén lévő kifolyó nyíláshoz folyik. Hosszabb csatornát 4-6 m-es szakaszokból állítanak össze, minden szakasz külön légellátást kap.

Az **aerokinetikus csatorna** (6.23. ábra) fenékén készített ferde réseken lép ki a szállítólevegő, és a csatornában lévő anyagot részben fluidizálja,



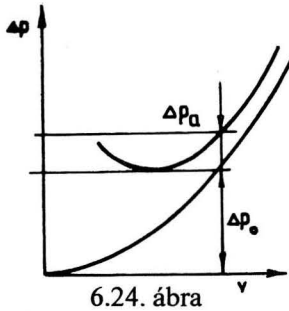
6.22. ábra
Aerációs csatorna
1: levegő be 2: anyag be 3: levegő ki 4: anyag ki



6.23. ábra
Aerokinetikus csatorna
1: levegő csatorna 2: anyag csatorna

A pneumatikus szállítás tervezéséhez tudni kell a biztonságos szállításához szükséges levegő sebességét és ennek a sebességnek a fenntartásához szükséges nyomást. Valamennyi ezzel foglalkozó kutató abból indult ki, hogy a levegő-áramban jelenlévő szilárd

szemcsék megnövelik az áramlás fenntartásához szükséges nyomást, és ezt úgy veszik figyelembe, hogy az ún. **üresjárásnyomás**hoz hozzáadják a szemcsék jelenléte miatti többlet nyomást (6.24. ábra).



6.24. ábra
A pneumatikus szállítás
nyomásigénye

A hígáramú pneumatikus szállítás egyik hazai kutatója, Pápai a többlet - nyomásesést a szemcsék mozgása alapján részekből teszi össze. A szemcséket a csőbe adagolás után fel kell gyorsítani a szállítási sebességre, az ehhez szükséges nyomáskülönbség a **gyorsítási nyomásesés**, számításához a gyorsítási tényezőt (k_d) használjuk:

$$\Delta p_d = k_d \frac{\dot{m}_a}{A} c, \quad (6.16.)$$

ahol A a szállítócső keresztmetszete, c az anyagsebesség.

A szemcsék ütköznek a falhoz, az irányváltásukhoz és újra gyorsításukhoz szükséges nyomás adja az **ütközési nyomásesést**, számításához Pápai az ütközési tényezőt (k_u) vezette be:

$$\Delta p_u = k_u \frac{L}{D} \frac{\dot{m}_a}{A} c, \quad (6.17.)$$

ahol L a szállítócső hossza (vízszintes vagy függőleges), D az átmérője. Egyes szemcsék leülnek a cső aljára és egy darabig ott csúsznak, majd újra felemelkednek. Csúsztatásukhoz és felemelésükhöz szükséges nyomásesés a **súrlódási-emelési nyomásesés**, számításához a súrlódási (k_s) és emelési (k_e) tényezőt használjuk (függőleges csőben $k_e=1$):

$$\Delta p_{s+e} = (k_s + k_e) \frac{L}{A} \frac{\dot{m}_a g}{c}. \quad (6.18.)$$

Az ívekben a szemcsék a falhoz szorulnak a centrifugális erő hatására, többlet-súrlódást kell legyőzni. A többletnyomás az **ív nyomásesése**, amit az ív tényezőjével (k_i) számítunk:

$$\Delta p_i = k_i \frac{l}{D} \frac{\dot{m}_a}{A} c, \quad (6.19.)$$

ahol l az ív hossza.

Az anyagsebesség és levegősebesség között az alábbi összefüggés áll fenn:

$$v = c + v_s \sqrt{k_u \frac{c^2}{gD} + k_e}, \quad (6.20.)$$

ahol v_s a szemcse süllyedési határsebessége a szállítólevegőben.

A szállítólevegő sebességét nagyobbra kell választanunk az ún. **dugulási határsebességnél**, amelyet az alábbi tapasztalati összefüggésből számíthatunk:

$$v_{\min} = 0,25 \sqrt{\frac{\rho_a}{\rho} Dg} \quad , \quad (6.21.)$$

ahol ρ_a az anyag, ρ pedig a szállítólevegő sűrűsége.

Az üresjárási nyomásesés:

$$\Delta p_0 = f \frac{\sum L}{D} \frac{\rho}{2} v^2 \quad , \quad (6.22.)$$

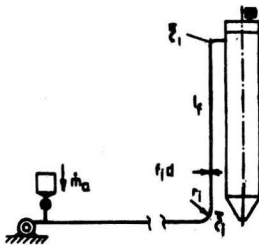
ahol f a szállítócső csősúrlódási tényezője, $\sum L$ a szállítócső hossza.

A számításhoz szükséges tényezőket minden szállított anyagra, vízszintes és függőleges csőre és különböző síkú ívekre egyaránt kismintában végzett kísérlettel lehet meghatározni. A tapasztalat szerint a kismintában kapott tényezők kb. háromszoros átmérőig változatlanul átvihetők a nagy kivitelre.

A szállítólevegő sebessége megválasztásához célszerű a fenti módon kiszámított nyomáskülönbségek összegét a levegősebesség függvényében ábrázolni.

6.5. példa

Pneumatikus szállítórendszerben 1 kg/s búzát akarunk hígáramban szállítani. Határozzuk meg a feladatot ellátó légszállító gép üzemi jellemzőit!



Adatok:

a szállítandó anyagmennyiség: $\dot{m}_a = 1 \text{ kg/s}$

a búza sűrűsége: $\rho_a = 1300 \text{ kg/m}^3$

a búza süllyedési határsebessége: $v_s = 1,8 \text{ m/s}$

a vízszintes cső hossza: $l_h = 15 \text{ m}$

a függőleges cső hossza: $l_v = 8 \text{ m}$

az ívek sugara: $r_i = 1 \text{ m}$

a cső belső átmérője: $d = 76 \text{ mm} = 0,076 \text{ m}$

a csősúrlódási tényező: $f = 0,03$

a szállítólevegő hőmérséklete $t = 25 \text{ }^\circ\text{C}$

A 40 mm átmérőjű csövekből épített kisminta kísérletből meghatározott tényezők:

$$k_d = 1,6 \quad k_f = 0,04$$

$$k_{in} = 0,0006 \quad k_{ij} = 0,009$$

$$k_{ev} = 0,35 \quad k_{\sigma} = 1$$

$$k_{sv} = 0,2 \quad k_{\gamma} = 0,1$$

a szállítólevegő sűrűsége: $\rho = \frac{p_0}{RT} = \frac{100000}{287 \cdot 298} = 1,169 \text{ kg/m}^3$

a szállítócső keresztmetszete: $A = \frac{d^2 \pi}{4} = \frac{0,076^2 \pi}{4} = 0,00454 \text{ m}^2$

az anyagsebesség a vízszintes csőben a 6.20. összefüggésből:

$$c_v = \frac{2v - \sqrt{4v^2 - 4(v^2 - v_s^2 k_{ev}) \left(1 - v_s^2 \frac{k_{uv}}{gd}\right)}}{2 \left(1 - v_s^2 \frac{k_{uv}}{gd}\right)} = \frac{v - \sqrt{v^2 - (v^2 - 1,8^2 * 0,35) \left(1 - 1,8^2 \frac{0,0006}{9,81 * 0,076}\right)}}{1 - 1,8^2 \frac{0,0006}{9,81 * 0,076}} =$$

$$= \frac{v - \sqrt{0,003 * v^2 + 1,131}}{0,997}$$

ugyanígy az anyagsebesség a függőleges csőben

$$c_f = \frac{v - \sqrt{0,04v^2 + 3,227}}{0,996}$$

Az üresjárás nyomás: $\Delta p_0 = f \frac{l_v + l_f + 2l_i}{d} \frac{\rho}{2} v^2 = 0,03 \frac{15 + 8 + 2 * 1 \frac{\pi}{2}}{0,076} \frac{1,169}{2} v^2 = 6,031 v^2$,

a gyorsításhoz szükséges nyomás: $\Delta p_d = k_d \frac{\dot{m}_a}{A} c_v = 1,6 \frac{1}{0,00454} c_v = 352,4 c_v$,

az ütközések fedezetére:

$$\Delta p_u = (k_{uv} l_v c_v + k_{uf} l_f c_f) \frac{\dot{m}_a}{dA} = (0,0006 * 15 c_v + 0,0009 * 8 c_f) \frac{1}{0,076 * 0,00454} =$$

$$= (0,009 c_v + 0,0072 c_f) 2898,2$$

6.2. táblázat

v	c _v	c _f	Δp ₀	Δp _d	Δp _s	Δp _u	Δp ₁	Δp ₂	Δp
m/s	m/s	m/s	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa
4	2,92	2,04	96	1030	119	3064	5735	904	10949
5	3,91	2,96	151	1379	164	2241	3953	1251	9138
6	4,90	3,86	217	1727	208	1771	3022	1595	8541
7	5,89	4,74	296	2075	253	1466	2451	1935	8475
8	6,87	5,62	386	2421	296	1251	2064	2274	8693
9	7,85	6,48	489	2767	340	1092	1785	2610	9083
10	8,83	7,34	603	3112	384	970	1574	2945	9587
11	9,81	8,19	730	3456	427	872	1408	3278	10171
12	10,78	9,04	868	3800	470	792	1275	3609	10815
13	11,76	9,88	1019	4143	513	726	1165	3940	11506
14	12,73	10,72	1182	4485	556	671	1073	4269	12236
15	13,70	11,55	1357	4827	598	623	995	4597	12997
16	14,67	12,38	1544	5168	641	582	928	4925	13787
17	15,63	13,21	1743	5509	683	546	869	5252	14602
18	16,60	14,03	1954	5850	726	514	817	5578	15439
19	17,56	14,86	2177	6190	768	485	772	5904	16296
20	18,53	15,68	2412	6530	810	460	731	6229	17172
21	19,49	16,50	2660	6869	853	437	694	6554	18067
22	20,45	17,32	2919	7208	895	417	661	6878	18978
23	21,42	18,13	3190	7547	937	398	631	7202	19905
24	22,38	18,95	3474	7885	979	381	604	7526	20849
25	23,34	19,77	3769	8224	1021	365	579	7849	21807

a súrlódás legyőzésére:

$$\Delta p_s = \left(k_{sv} \frac{l_v}{c_v} + k_{sf} \frac{l_f}{c_f} \right) \frac{\dot{m}_a g}{A} = \left(0,2 \frac{15}{c_v} + 0,1 \frac{8}{c_f} \right) \frac{1 * 9,81}{0,00454} = \left(\frac{3}{c_v} + \frac{0,8}{c_f} \right) 2160,8,$$

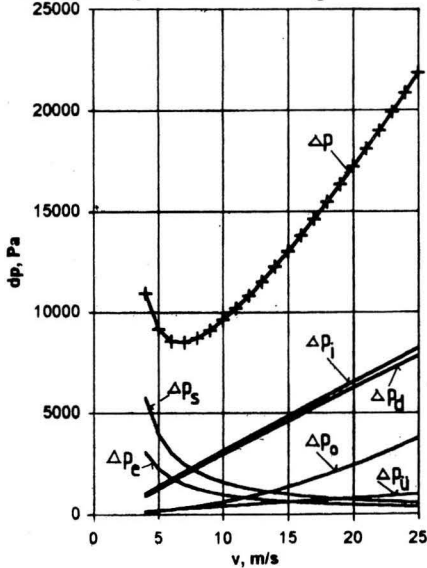
$$\text{az emelésre: } \Delta p_e = \left(k_{ev} \frac{l_v}{c_v} + k_{ef} \frac{l_f}{c_f} \right) \frac{\dot{m}_a g}{A} = \left(0,35 \frac{15}{c_v} + 1 \frac{8}{c_f} \right) \frac{1 \cdot 9,81}{0,00454} = \left(\frac{5,25}{c_v} + \frac{8}{c_f} \right) 2160,8,$$

az ívek ellenállása pedig:

$$\Delta p_i = 2k_i \frac{l_i}{d} \frac{\dot{m}_a}{A} \frac{c_v + c_f}{2} = 0,04 \frac{\pi}{2 \cdot 0,076} \frac{1}{0,00454} (c_v + c_f) = 182,1(c_v + c_f).$$

A számításokat táblázatkezelővel végeztük, az eredményeket a 6.1. táblázat tartalmazza.

Az eredményeket az alábbi diagramban ábrázoljuk:



Látható, hogy a legkisebb nyomásigény kb. 7 m/s sebességnél jelentkezik. Viszont a minimális szállítósebesség:

$$v_{\min} = 0,25 \sqrt{\frac{\rho_a}{\rho} dg}$$

$$= 0,25 \sqrt{\frac{1300}{1,169} \cdot 0,076 \cdot 9,81} = 7,2 \text{ m/s.}$$

ennél nagyobbat kell választani. A biztonságos szállítás érdekében legyen $v=15$ m/s, ekkor a nyomásesés $\Delta p=12997$ Pa.

A szükséges levegő térfogatáram:

$$q = v \frac{d^2 \pi}{4} = 15 \frac{0,076^2 \pi}{4} = 0,068 \text{ m}^3/\text{s} = 245 \text{ m}^3/\text{h}.$$

A légszállító gép hasznos teljesítménye: $P = \Delta p q = 12997 \cdot 0,068 = 883$ W, és az adagolási

$$\text{tömegarány: } \mu = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}} = \frac{1}{0,068 \cdot 1,169} = 12,6$$

Sűrűáramú pneumatikus szállítás nyomásigényének közelítő számításához a sűrűségváltozást figyelembe vehetjük úgy, hogy a cső egész hossza mentén a cső elején és a cső végén számítható sűrűség átlagával számolunk:

$$p_1 - p_2 = \Delta p = f \frac{L_v + L_f}{d} \frac{\rho}{2} v^2 + (k_{fv} L_v + k_{ff} L_f) \frac{\dot{m}_a g}{cA} + k_d \frac{\dot{m}_a}{A} c \quad (6.23.)$$

ahol p_1 és p_2 a nyomás a cső elején ill. végén,

f a csősúrlódási tényező,

k_{fv} a fluidizációs tényező a vízszintes ill. a függőleges csőszakaszra,

k_d a gyorsítási tényező,

L a vízszintes illetve függőleges cső hossza,

$c = (0,6 - 0,8)v$ az anyagsebesség közelítően a levegősebességből,

d és A a csőátmérő ill. csőkeresztmetszet,

\dot{m}_a a szállított anyag tömegárama és

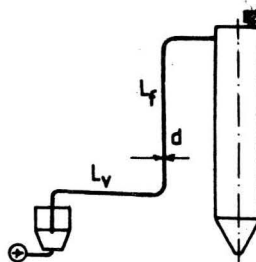
$$\rho = \frac{p_2 + \frac{\Delta p}{2}}{RT} \text{ a közepes nyomásból számított átlagos sűrűség.}$$

6.6. példa

Nyomótartályból indítva 18 t/h oltotmész-porot kell silóba szállítani. Határozzuk meg az 50-es adagolási tömegarány esetén szükséges szállítónyomást az alábbi adatok figyelembevételével:

Adatok: a szállított anyag tömegáram: $\dot{m}_a = 18 \text{ t/h} = 5 \text{ kg/s}$

az anyag halomsűrűsége:	$\rho_s = 450 \text{ kg/m}^3$
vízszintes szállítási távolság:	$L_v = 10 \text{ m}$
függőleges szállítási távolság:	$L_f = 20 \text{ m}$
csőátmérő:	$d = 0,095 \text{ m}$
csőszúrlódási tényező:	$f = 0,03$
fluidizációs tényező, vízsz.:	$k_{fv} = 1,1$
fluidizációs tényező, függ.:	$k_{ff} = 2,1$
gyorsítási tényező:	$k_d = 1,5$
adagolási tömegarány:	$\mu = 50$
anyagsebesség:	$c = 6,5 \text{ m/s}$
nyomás a fogadó helyen:	$p_2 = 100000 \text{ Pa}$
levegőhőmérséklet:	$T = 300 \text{ K}$



Előzetes számítást végzünk, így a változó sűrűséget a közepes nyomásból számítható sűrűséggel vesszük figyelembe.

A levegő szükséges tömegárama: $\dot{m} = \frac{\dot{m}_a}{\mu} = \frac{5}{50} = 0,1 \text{ kg/s}$

a szállító cső keresztmetszete: $A = \frac{d^2 \pi}{4} = \frac{0,095^2 \pi}{4} = 0,0071 \text{ m}^2$

és a levegő átlagos sebessége: $v = \frac{\dot{m}}{A\rho} = \frac{0,1}{0,0071\rho} = \frac{14,08}{\rho} \text{ m/s}$

A teljes nyomásesés 3 részből áll: az üresjárás nyomásesés, a fluidizációs többlet- és a gyorsításhoz szükséges nyomás:

$$\begin{aligned} \Delta p &= f \frac{L_v + L_f}{d} \frac{\rho}{2} v^2 + (k_{fv} L_v + k_{ff} L_f) \frac{\dot{m}_a g}{cA} + k_d \frac{\dot{m}_a}{A} c = \\ &= 0,03 \frac{10 + 20}{0,095} \frac{\rho}{2} \left(\frac{14,08}{\rho} \right)^2 + (1,1 * 10 + 2,1 * 20) \frac{5 * 9,81}{6,5 * 0,0071} + 1,5 \frac{5}{0,0071} 6,5 = \\ &= 939 \frac{1}{\rho} + 56330 + 6866 = 939 \frac{1}{\rho} + 63196 \end{aligned}$$

Behelyettesítve a közepes sűrűséget: $\rho = \frac{p_2 + \frac{\Delta p}{2}}{RT} = \frac{100000 + \frac{\Delta p}{2}}{287 * 300}$

$\Delta p = 939 \frac{287 * 300}{100000 + \frac{\Delta p}{2}} + 63196$, amiből átrendezés után az alábbi másodfokú egyenletet

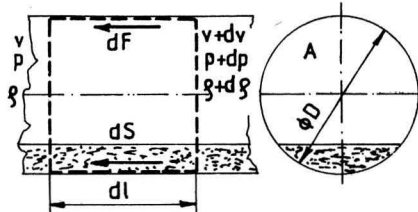
kapjuk: $(\Delta p)^2 + 136804 \Delta p - 12800895800 = 0$, aminek a megoldása $\Delta p = 63809 \text{ Pa}$.

A felhasznált levegő átlagos sűrűsége: $\rho = \frac{100000 + \frac{63809}{2}}{287 \cdot 300} = 1,532 \text{ kg/m}^3$, így a levegő átlagos

sebessége a csőben: $v = \frac{\dot{m}}{\rho A} = \frac{0,1}{1,532 \cdot 0,0071} = 9,19 \text{ m/s}$, a légköri nyomásra átszámított levegő

térfogatáram pedig: $q_0 = \frac{\dot{m}}{\rho_0} = \frac{0,1}{1,161} = 0,0861 \text{ m}^3/\text{s}$.

Tehát a feladat megoldásához olyan légszállítógépet kell választani, amelyik 0,65 bar nyomás ellenében 310 m³/h beszívott levegőt tud szállítani. Erre a feladatra egy fűvő bizonyára megfelel.



6.25. ábra
A Verba-féle modell

A sűrűáramú szállítás **Verba - féle modellje** a vonszoló szállításra vonatkozik. A 6.25. ábrán látható vízszintes csőszakasz aljában c sebességgel mozog az anyagréteg amelyet a fehéken ébredő súrlódás fékez, és a szállítólevegő ugyancsak súrlódás révén vonszol. A levegőt a csősúrlódás is fékezi. Közelítésként feltételezzük, hogy az anyag sebessége megegyezik a szállítólevegő sebességével ($c=v$), - jöllehet tudjuk, hogy elmarad attól.

Feltételezzük, hogy a csőkeresztmetszet jelentéktelen részét foglalja el az anyag, tehát a levegősebességet a teljes csőkeresztmetszettel számoljuk, továbbá az állapotváltozást izotermikusnak tekintjük.

A cső dl hosszúságú szakaszán ébredő üresjárásnyomásesés

$$dp_0 = f \frac{dl}{D} \frac{\rho}{2} v^2 \quad (6.24.)$$

az anyagszállítás miatti többletnyomásesés

$$dp_f = k_f dl \frac{\dot{m}_a g}{cA}, \quad (6.25.)$$

és a gyorsításhoz szükséges nyomásesés

$$\Delta p_d = k_d \frac{\dot{m}_a}{A} c. \quad (6.26.)$$

Ez utóbbit külön kezeljük, most a már felgyorsított anyag mozgásához szükséges nyomást számítjuk. A 6.24., 6.25. összefüggések és a $c=v$ közelítés felhasználásával a dl hosszúságú csőben fellépő fékezőerők:

$$dF = Adp_0 = Af \frac{dl}{D} \frac{\rho}{2} v^2, \quad (6.27.)$$

illetve

$$dS = Adp_f = Ak_f dl \frac{\dot{m}_a g}{vA} = k_f dl \frac{\dot{m}_a g}{v}. \quad (6.28.)$$

Az ábrán jelölt ellenőrző felületbe zárt levegőre felírjuk az impulzus tételt

$$A(\rho + d\rho)(v + dv)^2 - A\rho v^2 = Ap - A(p + dp) - dF - dS \quad (6.29.)$$

és a kontinuitást

$$A\rho v = A(\rho + d\rho)(v + dv). \quad (6.30.)$$

A 6.27., a 6.28. és 6.30. összefüggés impulzus tételbe helyettesítésével kapjuk:

$$A\rho v(v + dv) - A\rho v^2 = -Adp - Af \frac{dl}{D} \frac{\rho}{2} v^2 - k_f dl \frac{\dot{m}_a g}{v}. \quad (6.31.)$$

Bevezetve az adagolási tömegarányt:

$$\mu = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}} = \frac{\dot{m}_a}{A\rho v}, \quad \text{amiből} \quad \dot{m}_a = \mu A\rho v \quad (6.32.)$$

és végigosztva a 6.31. egyenletet $A\rho$ -val kapjuk:

$$-\frac{dp}{\rho} - vdv = \left(\frac{f}{2D} v^2 + k_f \mu g \right) dl. \quad (6.33.)$$

Az izotermikus állapotváltozás feltételezésével:

$$\rho = \frac{p_2}{p} \rho_2, \quad \text{és ezzel} \quad v = \frac{\dot{m}}{A\rho} = \frac{\dot{m} p_2}{A\rho_2 p}, \quad \text{illetve} \quad dv = -\frac{\dot{m} p_2}{A\rho_2} \frac{dp}{p^2} \quad (6.34.)$$

és ezeket behelyettesítve a 6.33.-ba a:

$$\left(\left(\frac{\dot{m}p_2}{A\rho_2} \right)^2 \frac{1}{p^3} - \frac{p_2}{\rho_2} \frac{1}{p} \right) dp = \left(\frac{f}{2D} \left(\frac{\dot{m}p_2}{A\rho_2} \right)^2 \frac{1}{p^2} + k_f \mu g \right) dl \quad (6.35.)$$

egyenletet kapjuk, amely szétválasztható differenciálegyenlet, a határozatlan együtthatók módszerével lehet l -re megoldani, a megoldás a cső L hosszát adja. A cső elején várható nyomás (p_1) szerepel a függvényben, de abból nem fejezhető ki:

$$L = \left(\frac{D}{f} + \frac{p_2}{2\rho_2 k_f \mu g} \right) \ln \frac{\frac{f}{2Dk_f \mu g} \left(\frac{\dot{m}p_2}{A\rho_2} \right)^2 + p_1^2}{\frac{f}{2Dk_f \mu g} \left(\frac{\dot{m}p_2}{A\rho_2} \right)^2 + p_2^2} - \frac{2D}{f} \ln \frac{p_1}{p_2}. \quad (6.36.)$$

A csőhossz ismeretében a p_1 nyomás pl. iterációval, vagy grafikusan határozható meg.

Ha a 6.35. egyenletben szereplő $\left(\frac{\dot{m}p_2}{A\rho_2} \right)^2 \frac{1}{p^3}$ kifejezésről belátjuk, hogy jóval kisebb mint a mellette álló $\frac{p_2}{\rho_2} \frac{1}{p}$ kifejezés és ezért elhanyagolhatjuk, akkor a differenciálegyenlet megoldható p -re:

$$p_1 = \sqrt{\left(\frac{f}{2Dk_f \mu g} \left(\frac{\dot{m}p_2}{A\rho_2} \right)^2 + p_2^2 \right) e^{\frac{2Lk_f \mu g \rho_2}{p_2}} - \frac{f}{2Dk_f \mu g} \left(\frac{\dot{m}p_2}{A\rho_2} \right)^2}. \quad (6.37.)$$

6.7. példa

20 t/h PE granulátumot kívánunk 23 m vízszintes távolságra szállítani, NA 125 mm-es csőben. Számítsuk ki a szükséges nyomást a Verba-féle modell segítségével, és vizsgáljuk meg az elhanyagolás hatását!

Adatok:	a kívánt szállítóteljesítmény:	$\dot{m}_a = 20 \text{ t/h} = 5,556 \text{ kg/s}$
	a megvalósítandó adagolási arány:	$\mu = 60$
	a szállítás távolsága:	$L = 23 \text{ m}$
	a választott csőátmérő:	$d = 0,125 \text{ m}$
	a csősúrlódási tényező	$f = 0,025$
	a fluidizációs tényező:	$k_f = 1,8$
	a nyomás a fogadóhelyen	$p_2 = 1 \text{ bar}$
	a szállítólevégő hőmérséklete	$T = 293 \text{ K}$.

Először a 6.36. összefüggés felhasználásával felvett p_1 értékek függvényében kiszámítjuk L értékeit.

A szállítólevegő tömegárama: $\dot{m} = \frac{\dot{m}_a}{\mu} = \frac{5,556}{60} = 0,093 \text{ kg/s}$,

a szállítócső keresztmetszete: $A = \frac{d^2 \pi}{4} = \frac{0,125^2 \pi}{4} = 0,0123 \text{ m}^2$,

és a levegő sűrűsége a fogadóhelyen: $\rho_2 = \frac{p_2}{RT} = \frac{100000}{287 \cdot 293} = 1,189 \text{ kg/m}^3$.

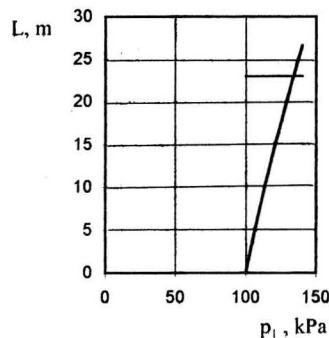
Az összefüggésben szereplő állandó:

$$\frac{f}{2dk_f \mu g} \left(\frac{\dot{m} p_2}{A \rho_2} \right)^2 = \frac{0,025}{2 \cdot 0,125 \cdot 1,8 \cdot 60 \cdot 9,81} \left(\frac{0,093 \cdot 100000}{0,0123 \cdot 1,189} \right)^2 = 38167982 \text{ Pa}^2.$$

A számítást táblázatosan végezzük:

6.3. táblázat

p1 Pa	L m
100000	0,00
105000	3,86
110000	7,54
115000	11,05
120000	14,42
125000	17,65
130000	20,76
131000	21,36
132000	21,97
133000	22,56
133500	22,86
133700	22,98
133750	23,01
133740	23,00
135000	23,75
140000	26,63



Mint látható, a 23 m csőhossznak 133740 Pa nyomás felel meg, ez a megoldás.

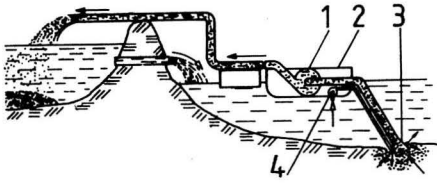
Most kiszámítjuk a nyomást a 6.37. összefüggéssel, amelyben ugyanaz a konstans szerepel, mint a 6.36. képletben:

$p_1 = \sqrt{\left(38167982 + 10^{10} \right) e^{\frac{2 \cdot 23 \cdot 1,8 \cdot 60 \cdot 9,81 \cdot 1,189}{100000}} - 38167982} = 133719 \text{ Pa}$, és ez az eredmény jelentéktelen mértékben tér el az előzótől.

6.3. Hidraulikus szállítás

A **hidraulikus szállítás** során finomszemcsés, durvaszemcsés vagy darabos szilárd anyagot csövön, folyadékáramban - leggyakrabban vízzel - továbbítunk. Előnye a nagy szállítóteljesítmény és nagy szállítási távolság lehetősége, viszonylag egyszerű volta. Hátránya, hogy nem minden anyag szállítására alkalmas, a nagy folyadékigény csökkentésére a szállítás végén szét kell választani a szállítófolyadékot és a szilárd anyagot, sőt, esetleg ezt ki is kell szárítani.

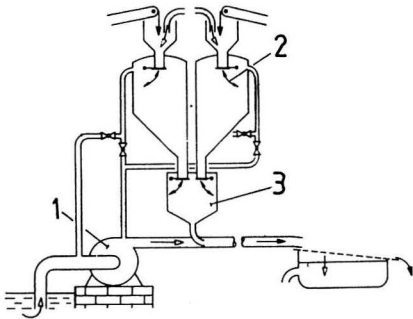
Leggyakoribb alkalmazási területei:



6.26. ábra

Kisnyomású szívókotró

- 1:zagyszivattyú 2: úszóttest
3:szívócső 4: bontóvíz



6.27. ábra

Nagynyomású centrifugál szivattyú

- kamrás adagolóval 1: szivattyú
2: keverő kamra 3: adagoló tartály

szállítófolyadékkal ($c \approx v$), vagy sebességük lényegesen kisebb a folyadék sebességénél ($c < v$).

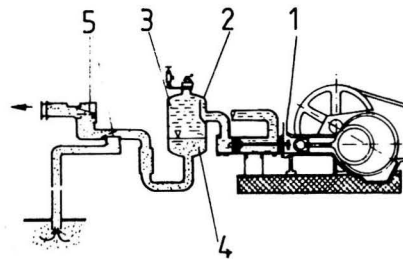
Homogén szuszpenzió szállításáról beszélünk akkor, ha a szállítandó anyag szemcséinek mérete kisebb 1 mm-nél, (ekkor teljesül a sebességek közel azonosága) és **heterogén szuszpenzió**nak nevezük a 2 mm-nél nagyobb szemcsék és a szállítófolyadék keverékét.

A szállítófolyadék és a szállított szilárd anyag keverékének minősítésére az ún. koncentrációkat használjuk.

széneróműben a nagytömegű pernye, szénbányában meddő és szén, homokbányában homok, földmunkáknál a kitermelt föld, ércfeldolgozóknál, vegyi üzemekben különféle anyagok szállítása cukorgyárban a répa és répaszelet továbbítása (mosással kombinálva).

A szállításhoz szükséges folyadékot kis- és középnyomású rendszerek-ben (maximum 10 bar-ig), ahol a szállított szilárd anyag keresztül megy a szivattyún, iszapszivattyúk, szennyvíz szivattyúk szolgáltatják. Nagynyomású rendszerekben (10 - 100 bar) nagynyomású centrifugál szivattyút kamrás adagolóval, vagy olajpárnás dugattyús szivattyút alkalmaznak, mert a szállított anyag a nagy koptató hatás miatt nem mehet át a szivattyún.

A hidraulikus szállítás két nagy csoportját különböztetjük meg, aszerint, hogy a szemcsék közel azonos ebességgel haladnak-e a



6.28. ábra

Olajpárnás dugattyús szivattyú

- 1: szivattyú 2: nyomótartály
3: olajpárna 5: visszacsapó szelepek

A szilárd anyag **térfogati koncentrációja** azt mutatja meg, hogy a teljes keveréktérfogatban hány százalék a szilárd anyag térfogata:

$$c_V = \frac{V_a}{V_a + V_f}, \quad (6.38.)$$

a **térfogatáram arány**:

$$c_T = \frac{q_a}{q_a + q_f} = \frac{c_V c}{c_V c + (1 - c_V) v} \quad (6.39.)$$

mint látható, kifejezhető a térfogati koncentrációval ugyanúgy, mint a **tömegáram arány** vagy koncentráció:

$$\mu = \frac{\dot{m}_a}{\rho_f q_f} = \frac{c_V \rho_a c}{(1 - c_V) \rho_f v} \quad (6.40.)$$

A szuszpenzió átlagsűrűségét a

$$\rho_k = c_V \rho_a + (1 - c_V) \rho_f \quad (6.41.)$$

összefüggésből, átlagsebességét pedig a

$$v_k = \frac{4(q_a + q_f)}{d^2 \pi} \quad (6.42.)$$

összefüggésből számíthatjuk.

A homogén szuszpenzió szállítása során amellet, hogy a folyadék sebességét és a szemcsék sebességét azonosnak vesszük, a cső keresztmetszetében a szemcsekoncentrációt is állandónak feltételezzük. A homogén szuszpenzióról viszkozitásméréssel dönthető el, hogy newtoni vagy nem-newtoni folyadék-e. Ha newtoni a folyadék, az áramlási ellenállás számításához a Reynolds - szám függvényében adott csősúrlódási tényezőt kell használni, a már ismert módon. A nem-newtoni folyadék esetén a csúsztatófeszültség a hatványtörvénnyel számítható :

$$\tau = K \left(\frac{dv}{dy} \right)^n, \quad (6.43.)$$

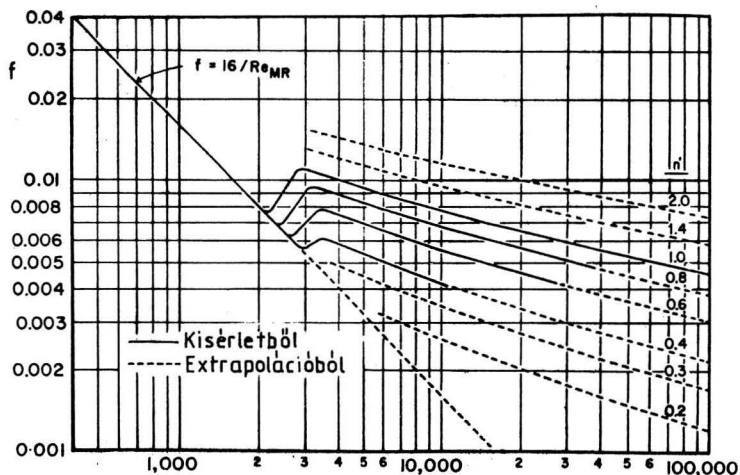
ahol K a **konzisztencia index**, mértékegysége kg/ms^{2-n} ,
és n a **tulajdonságjelző kitevő** (nem-newtoni kitevő).
Nem-newtoni folyadékok esetén a Metzner-Reed Reynolds-szám:

$$\text{Re}_{MR} = \frac{d^n v_s^{2-n} \rho}{K \left(\frac{1+3n}{4n} \right)^n 8^{n-1}} \quad (6.44.)$$

amibe $n=1$ és $K=\eta$ helyettesítéssel a newtoni folyadékokra használt Reynolds-számot, a 6.43.-ból pedig a newtoni feszültségtörvényt kapjuk.

A nem-newtoni folyadékokra kiszámított M-R Reynolds-szám függvényében a **Metzner-Reed diagramból** vehető ki az a súrlódási tényező, amely négyszeresét kell az ismert egyenes cső áramlási veszteségét adó kifejezésbe helyettesíteni, hogy a folyadék csőáramlásakor fellépő nyomásesést megkapjuk:

$$\Delta p = 4f \frac{l}{d} \frac{\rho_k}{2} v_k^2 \quad (6.45.)$$



6.29. ábra

Metzner-Reed diagram, a nem-newtoni folyadékok csősúrlódási tényezője

6.8. példa

30 kg/s kaolint kell vízzel szállítani 100 m hosszú csövön. Határozzuk meg a feladathoz optimális térfogati koncentrációt!

Adatok: a kívánt szállítóteljesítmény: $\dot{m}_a = 30 \text{ kg/s}$
a kaolin sűrűsége: $\rho_a = 2374 \text{ kg/m}^3$

a kaolin szemcsemérete: $d_s < 1 \text{ mm}$
 a szállítóvíz sűrűsége: $\rho_f = 1000 \text{ kg/m}^3$
 a szállítócső hossza: $l = 100 \text{ m}$
 a szállítócső átmérője: $d = 0,15 \text{ m}$.

A szemcseméret alapján homogén szuszpenziót alkot a kaolin és víz keveréke. Az adott sűrűségű kaolin vizes szuszpenzióját változó koncentráció mellett rotációs viszkoziméterrel mérve, a 6.4. táblázatban szereplő adatokat kaptuk:

c_V	K	n
0,071	0,012	0,73
0,098	0,18	0,52
0,126	0,55	0,36
0,189	3,00	0,25
0,22	16,00	0,21

6.4. táblázat

Ezekből az adatokból grafikus interpolációval határoztuk meg a számunkra szükséges kaolin jellemzőket.

A további számításokat táblázatosan végezzük.

Ha $c = v$, akkor $c_T = c_V$, ugyanis

$$c_T = \frac{q_a}{q_a + q_f} = \frac{c_V c A}{c_V c A + (1 - c_V) v A} = c_V,$$

$$q_f = \frac{1 - c_V}{c_V} q_a,$$

és az anyag térfogatárama az adatokból kiszámítható:

$$q_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a} = \frac{30}{2374} = 0,0126 \text{ m}^3/\text{s}.$$

A közös sebesség:

$$v_k = \frac{4(q_a + q_f)}{d^2 \pi} = \frac{4q_a \left(1 + \frac{1 - c_V}{c_V}\right)}{d^2 \pi} = \frac{4q_a}{d^2 \pi c_V} = \frac{4}{0,015^2 \pi} \frac{q_a}{c_V},$$

a közös sűrűség:

$$\rho_k = c_V \rho_a + (1 - c_V) \rho_f = c_V 2374 + (1 - c_V) 1000,$$

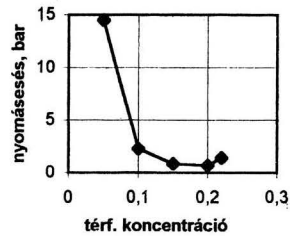
a Metzner-Reed Reynolds-szám: $Re_{MR} = \frac{d^n v_k^{2-n} \rho_k}{K \left(\frac{1+3n}{4n}\right)^n 8^{n-1}} = \frac{0,15^n v_k^{2-n} \rho_k}{K \left(\frac{1+3n}{4n}\right)^n 8^{n-1}}$, hozzá az f

súrlódási tényezőt a 6.29. diagramból vesszük ki, és végül a nyomásesés:

$$\Delta p' = 4f \frac{l}{d} \frac{\rho_k}{2} v_k^2 = 4 \frac{100}{0,15 * 2} f \rho_k v_k^2.$$

6.5. táblázat

c_V	K	n	q_f m ³ /s	v_k m/s	ρ_k kg/m ³	Re_{MR}	f	Δp bar
0,05	0,1	0,9	0,2394	14,261	1068,7	43300	0,005	14,49
0,1	0,4	0,5	0,1134	7,130	1137,4	53046	0,003	2,31
0,15	1,3	0,29	0,0714	4,754	1206,1	29327	0,0024	0,87
0,2	4,4	0,22	0,0504	3,565	1274,8	8076	0,0032	0,69
0,22	16	0,21	0,0447	3,241	1302,3	2017	0,0079	1,44



Mint a diagramból látható, a minimális nyomásesés 0,2 térfogati koncentrációnál mutatkozik. Ekkor a 30 kg/s kaolint 50,4 l/s vízzel szállítjuk, a szükséges szivattyú teljesítmény:

$$P = q \Delta p = 0,0504 * 0,69 * 10^5 = 3477,6 \text{ W}.$$

A **heterogén szuszpenzió** szállításának nyomásigénye Weber szerint 5 részből tehető össze: az egyenes csövekben a folyadéksúrlódás, az anyag emelése és az

anyag és a cső közötti súrlódás okoz nyomásesést, amihez hozzá kell adni az ivekben fellépő nyomásesést és a gyorsítás nyomásigényét.

A heterogén szuszpenzió szállításakor az anyagsebesség a szemcse süllyedési határsebességével marad el a folyadék sebességétől:

$$c = v - v_s . \quad (6.46.)$$

A süllyedési határsebességet a jegyzet 2.9. pontjában részletezett módon, iterációval, a Kaskas összefüggés felhasználásával határozzuk meg.

A folyadéksebesség meghatározására fejezzük ki az anyag térfogatáram

$$q_a = c_v \frac{d^2 \pi}{4} c \quad (6.47.)$$

összefüggéséből a térfogati koncentrációt, és helyettesítsük be a folyadék térfogatáram

$$q_f = (1 - c_v) \frac{d^2 \pi}{4} v \quad (6.48.)$$

kifejezésébe. Felhasználva a 6.46. képletet, összevonva és rendezve a kapott egyenletet, az alábbi másodfokú egyenlethez jutunk:

$$v^2 - v \left(4 \frac{q_a + q_f}{d^2 \pi} + v_s \right) + \frac{4q_f}{d^2 \pi} v_s = 0 , \quad (6.49.)$$

amiből a folyadéksebesség v , majd a 6.46. képletből az anyagsebesség is meghatározható.

A sebességek ismeretében már számíthatjuk a nyomásesés összetevőit.

A folyadéksúrlódást a folyadék sebességgel és a Colebrook képlettel, $2 \cdot 10^{-5}$ relatív érdességhez számított csősúrlódási tényezővel határozzuk meg.

A δ hajlásszögű egyenes csőben a szemcsék emelését figyelembe vevő emelési tényező

$$\beta = \sin \delta + \frac{v_s}{v} \cos^2 \delta , \quad (6.50.)$$

amelynek függőleges csőnél ($\delta = 90^\circ$) értéke 1, vízszintes csőnél ($\delta = 0^\circ$) pedig v_s / v , míg az anyag és a cső súrlódásából eredő nyomásesés számításához az **összevont súrlódási tényező**

$$\lambda_z = \lambda_z^* \frac{c}{v} + \frac{2\beta}{\frac{c}{Fr^2}} \frac{\rho_a - \rho_f}{\rho_a}, \quad (6.51.)$$

ahol λ_z^* a szilárd anyag - cső együttes jellemző sűrűldási tényezője amelyet méréssel kell meghatározni. Ebben az összefüggésben

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{gd}} \quad (6.52.)$$

a folyadékáramlás Froude-száma.

Felhasználva a 6.40. alatt definiált μ keverési arányt, az l hosszúságú, a vízszinteshez δ szög alatt hajló egyenes csőben a nyomásesés

$$\Delta p = \left(\rho_f g \sin \delta + (1 - c_v) \left(f + \mu \lambda_z \right) \frac{\rho_f v^2}{d} \right) l. \quad (6.53.)$$

A folyadék és az anyag felgyorsításához szükséges nyomás a

$$\Delta p_d = (1 - c_v) \rho_f v^2 + c_v \rho_a c^2, \quad (6.54.)$$

az ívekben bekövetkező nyomásesés - ami az ívekben lelassuló szilárd anyag újra gyorsításához kell- pedig a

$$\Delta p_i = \frac{\dot{m}_a (c_e - c_u)}{(1 - c_v) A} \quad (6.55.)$$

összefüggésből számítható. Itt c_e az ív előtti, c_u pedig az ív utáni anyagsebesség, amit különböző hajlású ívekre és különféle anyagokra mérésekkel kell meghatározni. Ha a csőben fellépő összes nyomásesés számításakor rögzített koncentráció mellett a csőátmérőt változtatjuk, az optimális csőátmérőnél a szükséges szivattyú teljesítménynek minimuma lesz, így célszerű ezt a vizsgálatot elvégezni, és az optimális csőátmérőt választani.

Adott átmérőjű cső szállítási jelleggörbáját többféle térfogati koncentráció esetére is kiszámíthatjuk, ezeket metszésbe hozva a választott szivattyú jelleggörbéjével, a különböző koncentrációkhoz tartozó munkapontokat kapjuk. Ezeket abból a szempontból kell vizsgálnunk, hogy nem esik-e a munkapont a dugulási határ alá, vagyis a szállítócsőben a szilárd anyag nem fog-e kirakódní. A dugulási határsebességet is - az anyag szemcseméretének és koncentrációjának függvényében - kísérletekkel kell meghatározni.

6.9. példa

Tengerfenékről ércet akarunk 150 t/h mennyiségben tengervízzel a felszínre szállítani. Határozzuk meg a feladatra az optimális csőátmérőt.

Adatok: a szállítandó tömegáram: $\dot{m}_a = 150 \text{ t/h} = 41,66 \text{ kg/s}$
 az anyag sűrűsége: $\rho_a = 3000 \text{ kg/m}^3$
 az anyag szemcsemérete: $d_a = 16,5 \text{ mm} = 0,0165 \text{ m}$
 a szállítási függőleges távolság: $l_f = 100 \text{ m}$
 a szállító tengervíz sűrűsége: $\rho_f = 1025 \text{ kg/m}^3$
 a tengervíz viszkozitása: $\nu_f = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
 a szilárd anyag térfogatszázaléka: $c_V = 5\% = 0,05$
 a csősúrlódás vízre: $f = 0,02$
 csősúrlódás a szilárd anyagra: $\lambda_z^* = 0,004$.

A szemcse süllyedési határsebességét iterációval határozzuk meg.

A Reynolds-szám: $Re = \frac{d_a v_s}{\nu} = \frac{0,0165}{10^{-6}} v_s = 16500 v_s$,

az ellenállástényező Kaskas szerint: $c_e = \frac{24}{Re} + \frac{4}{\sqrt{Re}} + 0,4$

és a süllyedési határsebesség:

$$v_s = \sqrt{\frac{4 d_a \rho_a - \rho_f}{3 c_e \rho_f} g} = \sqrt{\frac{4 * 0,0165 * (3000 - 1025)}{3 * 1025 * c_e}} 9,81 = \frac{0,645}{\sqrt{c_e}}$$

Felvéve v_s értékét 1 m/s-ra, a harmadik lépésben már a helyes értéket, $v_s = 0,98 \text{ m/s}$ -ot kapjuk.

Az anyag tömegáramából az anyag

térfogatárama. $q_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a} = \frac{41,66}{3000} = 0,014 \text{ m}^3/\text{s}$.

6.6. táblázat

Re	16500	16170	16170
c_e	0,433	0,433	0,433
v_s , m/s	0,980	0,980	0,980

A további számításokat táblázatosan végezzük. Felveszünk d csőátmérőket 0,2-1,0 m tartományban, majd ezekből és a szilárd anyag térfogatáramából anyag sebességét számolunk:

$$c = \frac{4q_a}{c_V d^2 \pi} = \frac{4 * 0,014}{0,05 * \pi d^2} = \frac{0,357}{d^2}$$

ebből pedig folyadéksebességet: $v = c + v_s = c + 0,98$.

Az adagolási tömegarány: $\mu = \frac{\dot{m}_a}{\rho_f q_f} = \frac{41,66}{\rho_f (1 - c_V) v A} = \frac{41,66 * 4}{1025 * (1 - 0,05) \pi v d^2} = \frac{0,0545}{v d^2}$

A folyadékáramlásra jellemző Froude szám: $Fr = \frac{v}{\sqrt{gd}} = \frac{v}{\sqrt{9,81d}}$

az összevont anyagsúrlódási tényező:

$$\lambda_z = \lambda_z^* \frac{c}{v} + \frac{2\beta}{v} \frac{\rho_a - \rho_f}{\rho_a} = 0,004 \frac{c}{v} + \frac{2}{v} \frac{3000 - 1025}{3000} = 0,004 \frac{c}{v} + \frac{1,317}{v Fr^2}$$

a súrlódásból és emelésből származó nyomásesés:

$$\Delta p_f = l_f \left(\rho_f g + (1 - c_v)(f + \mu \lambda_z) \frac{\rho_f v^2}{2d} \right) = 100 \left(1025 * 9,81 + (1 - 0,05)(0,02 + \mu \lambda_z) \frac{1025 v^2}{2d} \right) =$$

$$= 100 \left(10055 + 486,88(0,02 + \mu \lambda_z) \frac{v^2}{d} \right)$$

a gyorsításhoz szükséges nyomás:

$$\Delta p_d = (1 - c_v) \rho_f v^2 + c_v \rho_a c^2 = 0,95 * 1025 v^2 + 0,05 * 3000 * c^2 = 974 * v^2 + 150 c^2$$

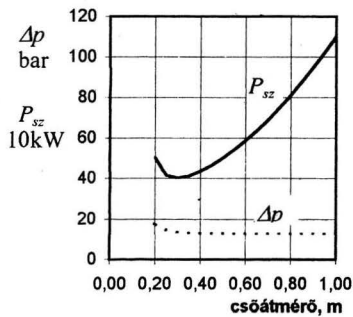
a szállítás megvalósításához szükséges nyomás: $\Delta p = \Delta p_f + \Delta p_d$, amit, és a szükséges szivattyúteljesítményt a csőátmérő függvényében ábrázolunk, hogy kiválaszthassuk az optimális csőátmérőt. A szükséges szivattyúteljesítmény: $P_{sz} = \Delta p q_f = \Delta p v (1 - c_v) \frac{d^2 \pi}{4}$.

A számítást a 6.7. táblázat tartalmazza:

6.7. táblázat

d	c	v	μ	F_r	λ_z	Δp_f	Δp_d	Δp	P_{sz}
m	m/s	m/s				Pa	Pa	bar	kW
0,20	8,93	9,91	0,138	7,07	0,03	1590825	107507	17,0	501,8
0,25	5,71	6,69	0,130	4,27	0,09	1279622	48513	13,3	414,3
0,30	3,97	4,95	0,122	2,88	0,20	1182295	26193	12,1	401,2
0,35	2,91	3,89	0,114	2,10	0,40	1144225	16045	11,6	412,8
0,40	2,23	3,21	0,106	1,62	0,72	1126785	10791	11,4	435,9
0,45	1,76	2,74	0,098	1,31	1,20	1117797	7794	11,3	466,3
0,50	1,43	2,41	0,091	1,09	1,88	1112725	5954	11,2	502,2
0,55	1,18	2,16	0,083	0,93	2,78	1109648	4754	11,1	543,1
0,60	0,99	1,97	0,077	0,81	3,96	1107669	3934	11,1	588,4
0,65	0,84	1,82	0,071	0,72	5,44	1106333	3351	11,1	638,1
0,70	0,73	1,71	0,065	0,65	7,25	1105394	2923	11,1	692,0
0,75	0,63	1,61	0,060	0,60	9,44	1104712	2600	11,1	750,0
0,80	0,56	1,54	0,055	0,55	12,02	1104201	2350	11,1	812,2
0,85	0,49	1,47	0,051	0,51	15,04	1103809	2153	11,1	878,4
0,90	0,44	1,42	0,047	0,48	18,53	1103501	1995	11,1	948,7
0,95	0,40	1,38	0,044	0,45	22,51	1103255	1866	11,1	1023,1
1,00	0,36	1,34	0,041	0,43	27,01	1103055	1760	11,0	1101,6

Az átmérő függvényében ábrázoljuk a nyomásigényt és a szükséges szivattyúteljesítményt.



A táblázat és a diagram alapján a $d = 0,30$ m átmérőjű csövet ítéltük optimálisnak.

A felhasznált folyadék:

$$q_f = (1 - c_v) v A = 0,95 * 4,95 * 0,0707 = 0,332 \text{ m}^3/\text{s}$$

Az anyagszállítás:

$$\dot{m}_a = \mu \rho_f q_f = 0,122 * 1025 * 0,332 = 41,52 \text{ kg/s}$$

$$= 149,47 \text{ t/h}$$

A teljesítményigénynek itt van minimuma, nyomásigény pedig már nagyobb átmérőnél nem csökken jelentősen.

6.10 . példa

500 t/h diószenet szállítunk vízzel, 200 m távolra, 10 m magasra. Határozzuk meg a szenet szállító cső jelleggörbéjét!

Adatok:	a szállítandó tömegáram:	$\dot{m}_a = 500 \text{ t/h} = 138,89 \text{ kg/s}$
	a szállított szén sűrűsége:	$\rho_a = 1500 \text{ kg/m}^3$
	az anyagszemcsék mérete:	$d_a = 40 \text{ mm} = 0,04 \text{ m}$
	a szállítás vízszintes távolsága:	$l_v = 200 \text{ m}$
	a szállítás függőleges távolsága:	$l_f = 10 \text{ m}$
	a szállítótvíz sűrűsége:	$\rho_f = 1000 \text{ kg/m}^3$
	a szállítótvíz viszkozitása:	$\nu_f = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
	a szilárd anyag térfogatszázaléka:	$c_v = 30 \%$
	a szállítócső átmérője:	$d = 250 \text{ mm}$
	a szállítócső keresztmetszete:	$A = \frac{d^2 \pi}{4} = \frac{0,25^2 \pi}{4} = 0,049 \text{ m}^2$
	a csősúrlódás vízre	$f = 0,02$
	a csősúrlódás szilárd anyagra:	$\lambda_z^* = 0,006$
	a szemcsék lassulása az ívben:	$c_e - c_u = 0,5 \text{ m/s}$

A szemcse süllyedési határsebességét iterációval határozzuk meg.

A Reynolds-szám: $Re = \frac{d_a v_s}{\nu} = \frac{0,04}{10^{-6}} v_s = 40000 v_s$,

az ellenállástényező Kaskas szerint: $c_e = \frac{24}{Re} + \frac{4}{\sqrt{Re}} + 0,4$

és a süllyedési határsebesség: $v_s = \sqrt{\frac{4 d_a \rho_a - \rho_f}{3 c_e \rho_f} g} = \sqrt{\frac{4 * 0,04 * (1500 - 1000)}{3 * 1000 * c_e}} 9,81 = \frac{0,511}{\sqrt{c_e}}$.

6.8. táblázat

Felvéve v_s értékét 1 m/s-ra, a harmadik lépésben már a helyes értéket, $v_s = 0,786 \text{ m/s}$ -ot kapjuk.

Re	40000	31480	31440
c_e	0,421	0,423	0,423
$v_s, \text{ m/s}$	0,787	0,786	0,786

Az anyag tömegáramából az anyagterfogatáram: $q_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a} = \frac{138,89}{1500} = 0,0926 \text{ m}^3/\text{s}$.

A további számításokat a 6.9. táblázatban végezzük. Felvesszünk q_f értékeket, és folyadéksebességeket számolunk belőlük a 6.49. másodfokú egyenlet megoldásával.

$$v = \left(\frac{q_f + q_a}{2A} + \frac{v_s}{2} \right) \pm \sqrt{\left(\frac{q_f + q_a}{A} + v_s \right)^2 - \frac{q_f}{A} v_s} =$$

$$\left(\frac{q_f + 0,0926}{2 * 0,049} + \frac{0,786}{2} \right) \pm \sqrt{\left(\frac{q_f + 0,0926}{0,049} + 0,786 \right)^2 - \frac{q_f}{0,049} 0,786} =$$

$$= 8,021 q_f + 1,338 \pm \sqrt{(5,102 q_f + 0,669)^2 - 16,041 q_f}$$

A kapott folyadéksebességekből az anyagsebességek: $c = v - v_s = v - 0,786$.

Az adagolási tömegarány:
$$\mu = \frac{\dot{m}_a}{\rho_f q_f} = \frac{c_v \rho_a c}{(1 - c_v) \rho_f v} = \frac{0,3 * 1500}{(1 - 0,3) * 1000} \frac{c}{v} = 0,643 \frac{c}{v},$$

a Froude-szám:
$$Fr = \frac{v}{\sqrt{gd}} = \frac{v}{\sqrt{9,81 * 0,25}} = \frac{v}{1,566}, \text{ és ezzel}$$

az összevont anyagsúrlódási tényező:
$$\lambda_z = \lambda_z^* \frac{c}{v} + \frac{2\beta}{v} \frac{\rho_a - \rho_f}{cFr^2} \frac{\rho_a}{\rho_a}.$$

A β emelési tényező a vízszintes szakaszon v_s/v , így az összevont anyagsúrlódási tényező

$$\lambda_{zv} = \lambda_z^* \frac{c}{v} + \frac{2v_s}{cFr^2} \frac{\rho_a - \rho_f}{\rho_a} = 0,006 \frac{c}{v} + \frac{2 * 0,786}{cFr^2} \frac{1500 - 1000}{1500} = 0,006 \frac{c}{v} + \frac{0,524}{cFr^2},$$

és a nyomásesés itt

$$\Delta p_v = l_v (1 - c_v) (f + \mu \lambda_{zv}) \frac{\rho_f v^2}{2d} = 200(1 - 0,3)(0,02 + \mu \lambda_{zv}) \frac{1000v^2}{2 * 0,25} = 280000(0,02 + \mu \lambda_{zv})v^2$$

Az emelési tényező a függőleges csőben 1, így az összevont anyagsúrlódási tényező

$$\lambda_{zf} = \lambda_z^* \frac{c}{v} + \frac{2}{v} \frac{\rho_a - \rho_f}{cFr^2} \frac{\rho_a}{\rho_a} = 0,006 \frac{c}{v} + \frac{2}{v} \frac{1500 - 1000}{cFr^2} = 0,006 \frac{c}{v} + \frac{0,666}{cFr^2},$$

a nyomásesés itt

$$\Delta p_f = l_f \left(\rho_f g + (1 - c_v) (f + \mu \lambda_{zf}) \frac{\rho_f v^2}{2d} \right) = 10 \left(1000 * 9,81 + (1 - 0,3) (0,02 + \mu \lambda_{zf}) \frac{1000v^2}{2 * 0,25} \right) = 98100 + 14000(0,02 + \mu \lambda_{zf})v^2,$$

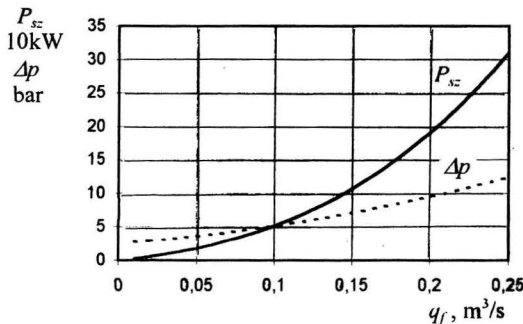
Az ívben létrejövő nyomásesés
$$\Delta p_i = \frac{\dot{m}_a (c_e - c_u)}{(1 - c_v) A} = \frac{138,89 * 0,5}{(1 - 0,3) * 0,049} = 2025 \text{ Pa}.$$

A gyorsításhoz szükséges nyomás

$$\Delta p_d = (1 - c_v) \rho_f v^2 + c_v \rho_a c^2 = (1 - 0,3) * 1000v^2 + 0,3 * 1500c^2 = 700v^2 + 450c^2$$

és az összes nyomásesés $\Delta p = \Delta p_v + \Delta p_f + \Delta p_i + \Delta p_d$.

A szükséges szivattyúteljesítmény $P_{sz} = \Delta p q$.



6.9. táblázat

q_f	v	c	μ	Fr	λ	Δp_v	λ	Δp_f	Δp_i	Δp_d	Δp	P_{sz}
m ³ /s	m/s	m/s	-	-	-	Pa		Pa	Pa	Pa	bar	10kW
0,01	4,55	4,30	0,608	2,903	0,01018	63128	0,08923	187626	2025	22784	2,756	2,76
0,02	4,94	4,70	0,611	3,157	0,00918	73051	0,07599	192854	2026	27052	2,950	5,90
0,03	5,34	5,10	0,614	3,413	0,00847	83977	0,06564	198544	2027	31702	3,163	9,49
0,04	5,75	5,50	0,616	3,670	0,00794	95892	0,05741	204698	2028	36735	3,394	13,57
0,05	6,15	5,90	0,617	3,926	0,00755	108785	0,05075	211314	2029	42151	3,643	18,21
0,06	6,55	6,31	0,619	4,184	0,00725	122645	0,04530	218395	2030	47949	3,910	23,46
0,07	6,96	6,71	0,620	4,442	0,00702	137467	0,04078	225938	2031	54130	4,196	29,37
0,08	7,36	7,11	0,622	4,700	0,00684	153245	0,03699	233946	2032	60695	4,499	35,99
0,09	7,76	7,52	0,623	4,958	0,00669	169974	0,03379	242416	2033	67642	4,821	43,39
0,1	8,17	7,92	0,624	5,217	0,00658	187651	0,03105	251351	2034	74972	5,160	51,60
0,11	8,57	8,33	0,625	5,475	0,00648	206274	0,02870	260748	2035	82685	5,517	60,69
0,12	8,98	8,73	0,625	5,734	0,00640	225839	0,02666	270610	2036	90782	5,893	70,71
0,13	9,39	9,14	0,626	5,993	0,00634	246345	0,02488	280935	2037	99261	6,286	81,72
0,14	9,79	9,55	0,627	6,253	0,00629	267790	0,02332	291724	2038	108123	6,697	93,75
0,15	10,20	9,95	0,628	6,512	0,00624	290173	0,02195	302976	2039	117369	7,126	106,88
0,16	10,60	10,36	0,628	6,771	0,00620	313492	0,02073	314692	2040	126998	7,572	121,16
0,17	11,01	10,77	0,629	7,031	0,00617	337747	0,01965	326872	2041	137009	8,037	136,62
0,18	11,42	11,17	0,629	7,290	0,00615	362937	0,01868	339515	2042	147404	8,519	153,34
0,19	11,82	11,58	0,630	7,550	0,00612	389061	0,01781	352622	2043	158182	9,019	171,36
0,2	12,23	11,99	0,630	7,810	0,00610	416118	0,01702	366193	2044	169343	9,537	190,74
0,21	12,64	12,39	0,631	8,070	0,00609	444108	0,01631	380227	2045	180888	10,073	211,53
0,22	13,04	12,80	0,631	8,329	0,00607	473031	0,01567	394725	2046	192815	10,626	233,78
0,23	13,45	13,21	0,631	8,589	0,00606	502885	0,01509	409687	2047	205126	11,197	257,54
0,24	13,86	13,61	0,632	8,849	0,00605	533670	0,01455	425112	2048	217819	11,787	282,88
0,25	14,27	14,02	0,632	9,109	0,00604	565387	0,01406	441002	2049	230896	12,393	309,83

A jelleggörbét és szivattyúteljesítmény diagramban ábrázoltuk.

6.4. Irodalom a 6. fejezethez

Hans-Jürgen Zebisch

Anyagmozgatás
Műszaki Könyvkiadó Budapest, 1975.

Pápai László

Pneumatikus és fluidizációs anyagmozgatás
BME Továbbképző Intézete Budapest, 1973.

Buhrke, H., Kecke, H.,
Richter, H.

Strömungsförderer
VEB Verlag Technik Berlin, 1988.

Weber, M.

Strömungs-Fördertechnik
Krauskopf Verlag GmbH Mainz, 1974.

7. SZEMCSÉS SZILÁRD ANYAGOK APRÍTÁSA

Az aprítás olyan művelet, amely a szilárd szemcsét részekre osztja, ennek során a részecskék kötőerejét mechanikai úton legyőzi, és új felületeket hoz létre.

Az aprítás célja szemnagyság-csökkentés, vagy - ami ezzel együtt jár - a halmaz fajlagos felületének növelése.

A művelet jellemzői:

a kiindulási méret x_1 ,

az **aprítási fok**, melynek definíciója:

$$n = \frac{x_1}{x_2}, \quad (7.1.)$$

ahol x_2 az aprítás utáni szemcseméret. Miután az aprítandó anyag rendszerint szemcsehalmaz, az aprítás eredménye pedig mindig az, az aprítási fokban szereplő szemcseméreték halmazjellemezők: vagy főszemcse méretek, vagy olyan szitalyuk méretet jelentenek, amelyen a halmaz tömegének 50, 60, stb. %-a átesik; x_{50} , x_{60} , stb. Az ilyen aprítás előtti és aprítás utáni halmazjellemezőből képzett aprítási fok n_{50} , n_{60} , stb.,

az **őrölhetőség**, amely egységnyi tömegű anyag meghatározott finomságig őröléséhez szükséges nettó munka. Értékét jelentősen befolyásolja a gép mérete és fajtája.

Az őrölés nagy energiafogyasztó. Pl. 1 tonna cement előállításánál során őrölésre átlagosan 80 kWh energiát kell fordítani, így érthető, hogy a világon évente aprításra fordított kilowattórák száma milliárdos nagyságrendű.

7.1. Az aprítás energiaszükséglete

Az aprítás energiaszükségletének elméleti meghatározására alapvetően kétféle elmélet ismeretes: a felületi és a térfogati elmélet.

Rittinger felületi elmélete szerint az aprítási munka a létrehozott új felület nagyságával arányos, mert az aprítás során ezeket a felületeket kell egymástól eltávolítani a molekuláris kötőerő ellenében. Ha az aprítás során az x_1 élhosszúságú kocka n^3 db x_2 élhosszúságú kockára esik szét, (n az aprítási fok) a keletkezett új felület

$$A_{ij} = A_2 - A_1 = n^3 6x_2^2 - 6x_1^2 = n^3 6 \left(\frac{x_1}{n} \right)^2 - 6x_1^2 = 6x_1^2 (n - 1), \quad (7.2.)$$

és az aprítás munkája ezzel arányos:

$$W_R = \psi 6x_1^2 (n-1), \quad (7.3.)$$

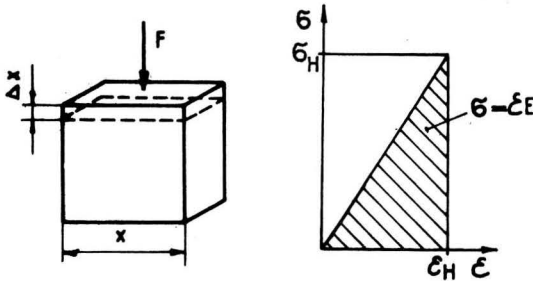
ahol ψ az ún. fajlagos felületi energia, amely ahhoz szükséges felületegységre vonatkoztatott munka, hogy az aprítás során szabaddá váló felületek egymástól a molekuláris kötőerő hatósugara kétszeresének megfelelő távolságra eltávolodjanak. Ennek szabatos mérési módszere még nem alakult ki, különböző kutatók értékét 10^{-7} - 10^{-6} kWh/m²-ra becsülik.

A felületi elméletből a térfogategység aprításához szükséges fajlagos munka

$$w_R = \frac{\psi 6x_1^2 (n-1)}{x_1^3} = 6\psi \frac{1}{x_1} \left(\frac{x_1}{x_2} - \frac{x_1}{x_1} \right) = 6\psi \left(\frac{1}{x_2} - \frac{1}{x_1} \right) = K_R \left(\frac{1}{x_2} - \frac{1}{x_1} \right), \quad (7.4.)$$

ahol K_R a Rittinger-féle állandó, tartalmazza a fajlagos felületi energiát.

Kick térfogati elmélete szerint az aprítás energiaszükséglete az aprítandó térfogattal arányos. Az elmélet az aprítandó anyagot ridegnek tekinti, amely nyomás hatására kismértékű arányos deformáció után darabokra törik, így a töréshez szükséges munka az előfeszítés munkájával egyezik meg (7.1. ábra). Az előfeszítés munkája:



7.1. ábra

Rideg anyagú kocka előfeszítési munkája

$$W_K = \int_0^{\Delta x_H} F d(\Delta x) \quad (7.5.)$$

Figyelembe véve, hogy

$$F = x^2 \sigma \text{ és } \Delta x = \epsilon x,$$

a munka

$$W_K = x^3 \int_0^{\epsilon_H} \sigma d\epsilon \quad (7.6.)$$

Bevezetve a Hooke-törvényt, miszerint a terheléssel arányos deformáció tartományában $\sigma = \epsilon E$ (E az ún. rugalmassági modulus, anyagtulajdonság) és ebből $d\epsilon = \frac{d\sigma}{E}$, az integrálási határ a határfeszültség lesz, és így a törési munka

$$W_K = \frac{x^3}{E} \int_0^{\sigma_H} \sigma d\sigma = x^3 \frac{\sigma_H^2}{2E}, \quad (7.7.)$$

ahol x^3 a kocka térfogata. Ha az aprítást x_1 -ről x_2 méretre z egymás utáni felezéssel képzeljük elérni, az aprítási fok $n = 2^z$, és a szükséges felezések száma

$$z = \frac{\ln n}{\ln 2}. \quad (7.8.)$$

Az egész aprítás munkája az egyszeri felezés munkájának z -szerese, ugyanis az aprítandó térfogat a felezések során nem változik:

$$W_K = zx^3 \frac{\sigma_H^2}{2E} = \frac{\ln n}{\ln 2} x^3 \frac{\sigma_H^2}{2E} = x^3 \frac{\sigma_H^2}{2E \ln 2} \ln \left(\frac{x_1}{x_2} \right). \quad (7.9.)$$

A fajlagos munkát az aprítandó anyag térfogatával való osztással kapjuk

$$w_K = \frac{\sigma_H^2}{2E \ln 2} \ln \left(\frac{x_1}{x_2} \right) = K_K \ln \left(\frac{x_1}{x_2} \right), \quad (7.10.)$$

ahol K_K a Kick-féle állandó. Az állandóban szereplő határfeszültséget és rugalmassági moduluszt kísérlettel lehet meghatározni.

Ezeket az eredményeket elemezve megfogalmazható az **aprítási munka differenciálegyenlete** mely szerint a dx méretcsökkentéshez szükséges elemi munka a kiindulási méret $(-p)$ -ik hatványával változik:

$$\frac{dW}{dx} = -Kx^{-p} \quad (7.11.)$$

Ha p értéke $p = 2$,

$$\frac{dW}{dx} = -K_R x^{-2} \quad (7.12.)$$

amit szétválasztva és integrálva

$$W = \left[-K_R \frac{x^{-1}}{-1} \right]_{x_1}^{x_2} = K_R \left(\frac{1}{x_2} - \frac{1}{x_1} \right)$$

a felületi elmélet eredményéhez (7.4.) jutunk.

Ha $p=1$

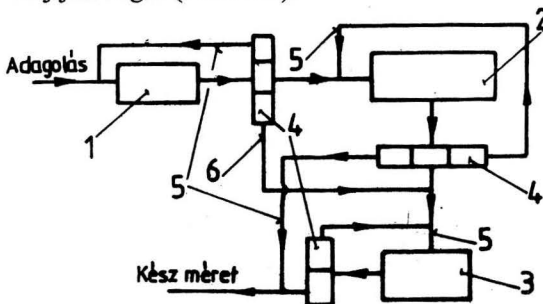
$$\frac{dW}{dx} = -K_K x^{-1} \quad (7.13.)$$

szétválasztva és integrálva

$$W = -K_K \left[\ln x \right]_{x_1}^{x_2} = -K_K (\ln x_2 - \ln x_1) = K_K \ln \left(\frac{x_1}{x_2} \right)$$

a térfogati elmélet eredményét (7.10.) kapjuk.

A 7.4. és a 7.10. összefüggés is azt mutatja, hogy a fajlagos aprítási munka az aprítás előrehaladtával növekszik (x_2 csökken!). Ezt szabályt a tapasztalat alátámasztja, és ez indokolja, hogy a nagy méretcsökkentést nem egy gépben valósítják meg, hanem több lépésben, az aprítás előrehaladtával - szemnagyság szerinti osztályozás közbeiktatásával - kisebb méretű, esetleg más típusú gépben hajtják végre (7.2. ábra).



7.2. ábra

Az aprítási folyamat

- 1: durva törő 2: középpapító 3: finomtörő
4: osztályozó 5: maradvány 6: áthullás

Az aprítást **aprítógépekben** végzik. Ezek a rideg anyagokat elsősorban nyomással és ütéssel, a rugalmas anyagokat főként nyírással aprítják, de kihasználják valamennyi igénybevétel kombinációjával adódó lehetőségeket is.

Az aprítógépek hajtásához felhasznált energiát pontosan tudjuk mérni, de az **aprítás hatásfokának** meghatározásához a ténylegesen aprításra fordított munkát is ismernünk kell. Az ismert elméletekkel

számítható aprítási munka nagysága bizonytalan, de nagyságrendje becsülhető.

Ezekkel a mennyiségekkel számított hatásfok nem éri el az 1%-ot sem.

Például a kvarckristály különböző módokon végzett törését mutatjuk be:

7.1. példa

A kvarc fajlagos felületi energiája Zimmerley szerint : $\psi = 5 \cdot 10^{-5} \text{ J/cm}^2$

ejtőgolyóval zúzaskor a felhasznált munka:

így a hatásfok:

$$W = 570 \cdot 10^{-5} \text{ J/cm}^2$$

$$\eta = 0,88 \%$$

törőhengerrel töréskor a felhasznált munka.

így a hatásfok:

$$W = 1300 \cdot 10^{-5} \text{ J/cm}^2$$

$$\eta = 0,38 \%$$

golyósmalomban őrléskor a felhasznált munka.

így a hatásfok:

$$W = 9100 \cdot 10^{-5} \text{ J/cm}^2$$

$$\eta = 0,055 \%$$

Anselm egy cementőrölő golyósmalom energiamérlegét állította fel, azt vizsgálta meg, hogy a malom hajtására fordított energia mire fordítódik.

Az alábbi eredményre jutott:

csapágysúrlódás	20 kW	4,3 %
hajtómű vesztesége	37 kW	8,0 %
őrlemény melegedése	222 kW	47,6 %
dob hőleadása	30 kW	6,4 %
szellőztető levegő melegedése	144 kW	31,0 %
elméleti aprítási munka	3 kW	0,6 %
maradék	10 kW	2,1 %
összesen	466 kW	100,0 %

Az aprítógépek teljesítményének jellemzésére használjuk a **redukált tonna** nevű mennyiséget, amelynek definíciója:

$$T_R = T n_{80} \quad (7.14.)$$

ahol T a t/h-ban adott **törőteljesítmény**,

n_{80} az x_{80} -okból képzett aprítási fok.

Az aprítás energia felhasználásának jellemzésére a **jóságfokot** használják:

$$j = \frac{T_R}{P_{he}}, \quad (7.15.)$$

ahol T_R a redukált tonna t/h-ban

P_{he} a gép hajtásához szükséges teljesítmény kW-ban.

Így a jóságfok mértékegysége t/kWh, azaz a jóságfok megadja az 1 kWh energia felhasználásával n_{80} aprítási fokra megőrölhető anyagtömeget tonnákban.

7.2. példa

Kalapácsos törő katalógusából vett adatok:

feladható méret: $x_1 = 30$ mm

végtermék mérete: $x_{2.80} = 2,6$ mm

törőteljesítmény: $T = 0,2$ t/h

a hajtómotor teljesítménye $P_h = 4$ kW

Számítsuk ki a redukált tonna és a jóságfok értékét!

$$\text{Az elért aprítási fok: } n_{80} = \frac{x_1}{x_{2.80}} = \frac{30}{2,6} = 11,54$$

$$\text{a redukált tonna: } T_R = T n_{80} = 0,2 * 11,54 = 2,31 \text{ t/h}$$

$$\text{a jóságfok: } j = \frac{T_R}{P_h} = \frac{2,31}{4} = 0,58 \text{ t/kWh}$$

Ha az aprítandó anyagot folyadék jelenlétében őrölik, **nedves őrlésről** beszélünk. Ennek előnye, hogy kb. 25%-kal kisebb teljesítménnyel végezhető mint a **száraz őrlés**, kiküszöböli a porképződést, az adagolás és a késztermék elszállítása hidraulikus szállítással történhet, és a jelenlévő folyadék hűt is. Hátránya viszont a nagyobb fajlagos teljesítményből eredő nagyobb gépkopás, és az, hogy a terméket őrölés után esetleg ki kell szárítani, ami újabb energiát emészt fel.

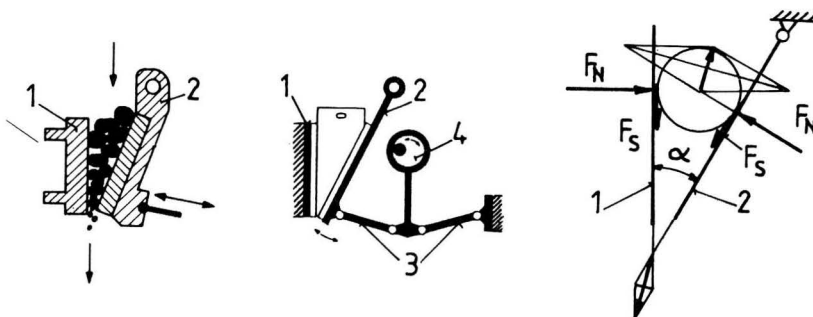
7.2. Aprítógépek

Az aprítási műveleteket - többek közt - az aprított termék szemcsemérete alapján soroljuk csoportokba:

7.1. táblázat

az őrlés-típusa	a művelet	a termék, $x_{2,80}$, mm	az aprítási fok, n_{80}	a gép (példa)
száraz	durvatörés	$x_{2,80} > 50$	3-6	pofás törő
száraz	középpaprítás	$50 > x_{2,80} > 5$	4-8	körtörő
száraz	finomaprítás	$5 > x_{2,80} > 0,5$	5-10	hengeres törő
száraz, nedves	őrölés	$0,5 > x_{2,80} > 0,05$	10-20	görgőjárat
száraz, nedves	finomőrlés	$x_{2,80} < 0,05$	>15	malmok

A továbbiakban ismertetjük az egyes csoportok jellemző géptípusának működését.



7.3. ábra

Kétingás pofás törő 1: álló pofa 2: mozgó pofa 3: ingák 4: hajtó excenter

A durva törők jellegzetes gépe a **pofás törő**. A 7.3. ábra kétingás pofás törőt mutat, az ingák egyik végét az excenter mozgatja fel-le, másik végük csuklósan kitámasztott. Az ingák mozgása a mozgó pofát lengeti, s az anyag bekerülve az álló és mozgó pofa közé, nyomás hatására aprítódik. A pofák nyitása és zárása között mutatkozó terhelésingadozást nagy tehetetlenségi nyomatékú, az excenter

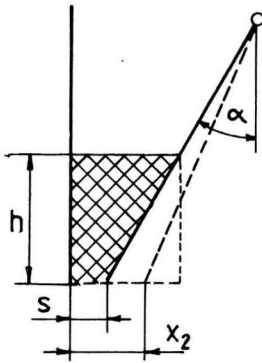
tengelyére szerelt lendítőkerékkel ellensúlyozzuk. Az a szemcse, amely már a pofák közti résen alul kifér, kihullik. Az aprítási fokot a pofák hajlásszöge szabja meg, a hajlásszöget pedig a pofák és az anyag közti súrlódási tényező korlátozza. Az ún. **behúzás feltétele** az aprítandó anyag törőelemek közt maradásának feltétele, pofás törőnél a 7.3. ábra jelöléseivel az alábbi módon fogalmazható meg: ahhoz, hogy a szemcse bent maradjon a pofák közt, az kell, hogy a benntartó súrlódó erők eredője nagyobb legyen - vagy legalább akkora - mint a nyomóerők eredője:

$$2F_S \cos \frac{\alpha}{2} \geq 2F_N \sin \frac{\alpha}{2} . \quad (7.16.)$$

és mivel $F_S = \mu F_N$, a behúzás feltétele így fogalmazható meg pofás törőnél:

$$\mu \geq \tan \frac{\alpha}{2} . \quad (7.17.)$$

A súrlódási tényező korlátozó hatását a pofák érdesítésével küszöbölik ki, vagy a pofák törőfelületét lépcsősre kiképezve a súrlódás helyett az alakellenállásra bízzák a behúzást.



7.4. ábra
A kihulló térfogat

A pofás törő kapacitásának kiszámításához működési elvéből kell kiindulni: akkor, amikor a mozgó pofa távolodik az állótól, azok az anyagszemcsék, amelyek kisebbek a kialakuló résnél, és a nyitás ideje alatt eljutnak a résig, kihullanak. Ez azt jelenti, hogy az excenter fél fordulata alatt kihulló anyagtérfogat azzal a magassággal számítandó (h), amelyből a részecskék szabadeséssel a résig juthatnak:

A 7.4. ábra jelöléseivel ez a magasság

$$h = \frac{g}{2} \left(\frac{T}{2} \right)^2 , \quad (7.18.)$$

(T a mozgó pofa lengésideje) és a térfogat

$$V = \frac{s + s + h \tan \alpha}{2} hb , \quad (7.19.)$$

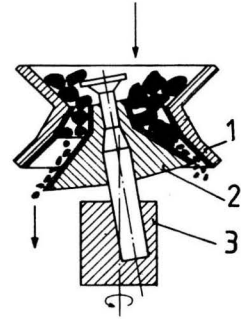
itt b a rés hosszúsága, végül a kihulló tömeg időegység alatt

$$\dot{m} = \varphi \rho V N , \quad (7.20.)$$

ahol φ a kitöltési tényező, a térfogatban lévő anyaghányad, N az excenter fordulatszám, ill. a pofa lengésszáma.

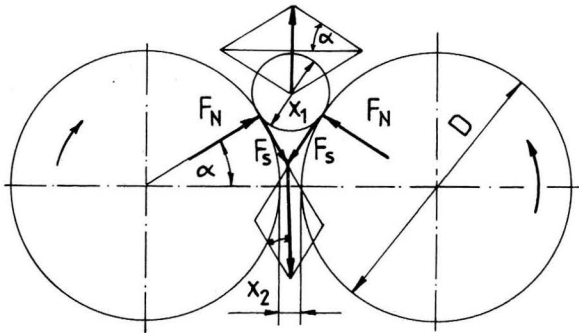
A pofás törő szakaszosan működik. Ezt a működést teszi folyamatossá a **kúpos törő** (7.5. ábra), amely belső törőfelületű álló kúpból, és az azon legördülő, excenterrel hajtott törő kúpból áll. A behúzás feltételét a pofás törőnél bemutatotthoz hasonlóan a két kúpfelület egymáshoz hajlásának szöge és az anyag és a kúpfelületek közötti súrlódási tényező szabja meg.

Ugyancsak nyomással aprít a **hengeres törő** (7.6. ábra). A két, egymással szembe forgó párhuzamos tengelyű henger behúzza a szemcséket, és a hengerpalástok egymástól mért távolságának megfelelő méretűre aprítja. A behúzás feltétele az, hogy a szemcsére ható nyomóerők eredője kisebb, (vagy maximum egyenlő) legyen a súrlódásból származó erők eredőjénél:



7.5. ábra
Kúpos törő
1: álló kúp 2: törő kúp
3: excenter

$$2F_N \sin \alpha \leq 2F_S, \cos \alpha = 2\mu F_N \cos \alpha, \quad (7.20.)$$



7.6. ábra
Hengeres törő

ami ismét azt az eredményt adja, hogy a

$$\mu \geq \tan \alpha$$

feltételnek kell teljesülnie. Mivel azonban a hengeres törő esetében az α szög a henger- és a szemcséátmérő viszonyától függ, a behúzás biztosításához egy geometriai feltételt is kell szabni. A 7.6. ábra

jelöléseivel írható, hogy

$$\left(\frac{D}{2} + \frac{x_1}{2}\right) \cos \alpha = \frac{D}{2} + \frac{x_2}{2}, \text{ ebből} \quad (7.21.)$$

$$\frac{D}{2}(1 - \cos \alpha) = \frac{x_1}{2} \left(\cos \alpha - \frac{x_2}{x_1}\right), \quad (7.22.)$$

amiből, - felhasználva az aprítási fok fogalmát - az x_1 méretű szemcse aprításához minimum

$$D = x_1 \frac{\cos \alpha - \frac{1}{n}}{1 - \cos \alpha} \quad (7.23.)$$

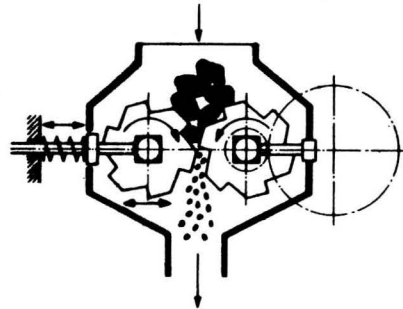
átmérőjű hengerre van szükség. A $\cos \alpha$ értékét a $\mu = \operatorname{tg} \alpha$ erőtan feltételből számíthatjuk.

Ha az egymással szembe forgó hengerek különböző fordulatszámmal forognak, a gép nyomással és nyírással aprít. Ha a nyírást fokozni akarjuk, a hengereket fogazzuk, mint azt a 7.7. ábra mutatja. Ekkor a behúzást a súrlódás helyett az alakellenállás végzi.

A várható törőteljesítmény a hengerek között a kerületi sebességgel átjutó anyagtérfogatból számítható:

$$T = x_2 LD \pi N \varphi \rho, \quad (7.24.)$$

ahol L a hengerek hossza, N a fordulatszáma, φ a térfogat anyaghányada, ρ pedig az anyag sűrűsége.



7.7. ábra
Fogazott hengeres törő

7.3. példa

Hengeres törővel kemény követ aprítunk, $n = 10$ aprítási fokkal.

A súrlódási tényező:	$\mu = 0,3$
a feladott szemcseméret:	$x_1 = 25 \text{ mm}$
a hengerek hossza:	$L = 0,8 \text{ m}$
a hengerek fordulatszáma:	$N = 120 \text{ 1/min} = 2 \text{ 1/s}$
az anyag sűrűsége:	$\rho = 2300 \text{ kg/m}^3$
a kitöltési tényező:	$\varphi = 0,7$

Mekkora hengerátmérőre van szükség, és mennyi la várható törőteljesítmény?

A behúzáshoz szükséges szög, mivel $\mu = \tan \alpha$, $\alpha = \arctan \mu = \arctan 0,3 = 16,7^\circ$.

A behúzáshoz szükséges hengerátmérő:

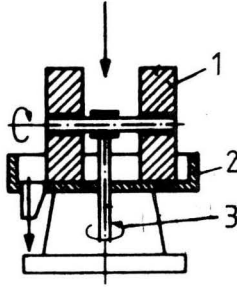
$$D = x_1 \frac{\cos \alpha - \frac{1}{n}}{1 - \cos \alpha} = 25 \frac{\cos 16,7^\circ - \frac{1}{10}}{1 - \cos 16,7^\circ} = 508,5 \text{ mm} = 0,51 \text{ m.}$$

A várható törőteljesítmény:

$$T = x_2 LD \pi N \varphi \rho = 0,0025 * 0,8 * 0,51 * 3,14 * 2 * 2300 = 14,73 \text{ kg/s} = 53,07 \text{ t/h.}$$

Sík és henger közé húzza be a gép a szemcséket, és rágördülve a henger (görgő) súlyával aprítja meg a **görgőjárat** (7.8. ábra). A görgők külön nyomsávon haladnak körbe, így a gépnek egyidejűleg nagyobb felülete aktív. Nedves és

száraz őrlésre egyaránt alkalmas, üzeme lehet szakaszos és folyamatos is. A behúzás feltételét a vízszintes erőkomponensekre írhatjuk fel a 7.9. ábra jelöléseivel:



7.8. ábra
Görgőjárat 1: görgő 2: őrlőtányér
3: hajtás

$$F_N \sin \alpha \leq F_{S1} + F_S \cos \alpha, \quad (7.25.)$$

ahol $F_{S1} = \mu F_1$, és a függőleges erőkomponensek egyensúlyából

$$F_1 = F_N \cos \alpha + F_S \sin \alpha, \quad (7.26.)$$

ahol $F_S = \mu F_N$. Mindent behelyettesítve a 7.25. egyenletbe kapjuk:

$$F_N \sin \alpha \leq \mu(F_N \cos \alpha + \mu F_N \sin \alpha) + \mu F_N \cos \alpha \quad (7.27.)$$

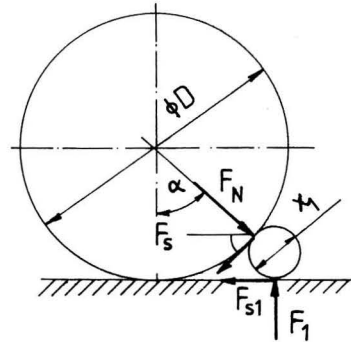
Végigosztva F_N -nel és $\cos \alpha$ -val a

$$\tan \alpha \leq \mu + \mu^2 \tan \alpha + \mu \quad (7.28.)$$

összefüggéshez jutunk, amelyből a behúzás erőtani feltételére

$$\tan \alpha \leq \frac{2\mu}{1 - \mu^2} \quad (7.29.)$$

adódik. Mivel α függ a szemcse és a görgő átmérőjének viszonyától, a geometriai feltételt is meg kell fogalmaznunk:



7.9. ábra
A behúzás görgőjáratnál

$$\left(\frac{D}{2} + \frac{x_1}{2}\right) \cos \alpha = \frac{D}{2} - \frac{x_1}{2} \quad (7.30.)$$

amiből a szükséges görgőátmérő

$$D = x_1 \frac{1 + \cos \alpha}{1 - \cos \alpha}. \quad (7.31.)$$

Az összefüggésben szereplő α értéket a 7.29. egyenletből kell meghatározni.

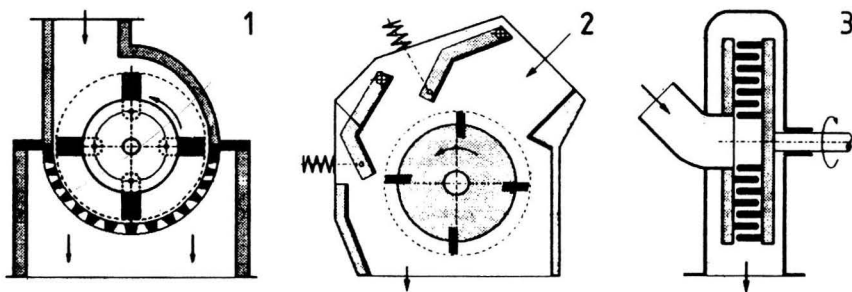
7.4. példa

Határozzuk meg a szükséges minimális görgőátmérőt, ha a görgőjáratall őrlni kívánt anyag feladási mérete 4 mm, az anyag és a görgő, ill. az anyag és az őrlótányér között a súrlódási tényező 0,2 nagyságú.

$$\text{A behúzás feltétele: } \operatorname{tg} \alpha \leq \frac{2\mu}{1-\mu^2} = \frac{2 \cdot 0,2}{1-0,2^2} = 0,4167, \text{ ebből } \alpha \leq 22,62^\circ.$$

$$\text{A szükséges minimális görgő átmérő: } D \geq x_1 \frac{1+\cos \alpha}{1-\cos \alpha} = 4 \frac{1+\cos 22,62^\circ}{1-\cos 22,62^\circ} = 100 \text{ mm.}$$

A **kalapácsos törő** ütéssel aprít, ún. dinamikus törő (7.10. ábra). A forgó dobra mereven vagy csuklósan erősített kalapácsok ütések mérnek a beadagolt szemcsékre, amelyek eltörnek, a ház falának repülnek és ott is aprítódnak, míg méretük annyira lecsökken, hogy a gép alján lévő perforáción kihullanak. Mivel az ütésekkel való aprításkor nem lehet a keletkezett szemcsék méretét szabályozni, az aprított termék szemcseeloszlása meglehetősen inhomogén, nagy a porszemcsék aránya, ezért porszivárról gondoskodni kell.



7.10. ábra

1: kalapácsos törő 2: röpítő törő 3: csapos törő

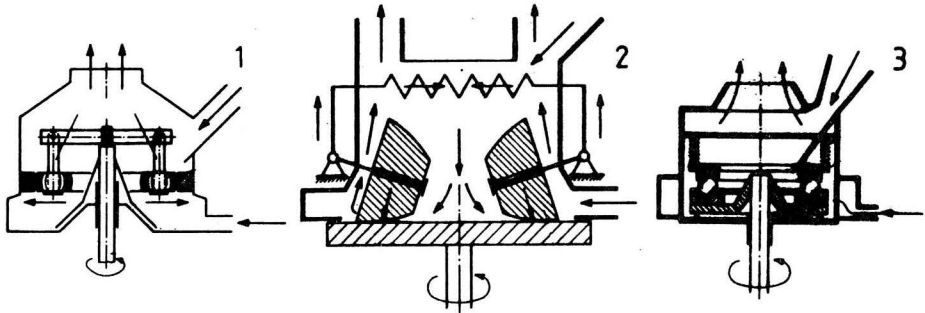
A kalapácsos törő igen érzékeny az aprítandó anyagba került fémekre - a kalapácsok könnyen eltörhetnek, - ezért a malom előtt fémkiválasztót szoktak alkalmazni.

Ugyancsak ütéssel aprít a **röpítő törő**. A forgó dobra mereven rögzített kalapácsok a szemcséket a ház falán változtatható szöggel beállított törőlemezekhez röpíti, azon összetörnek majd visszapattannak, a kalapács újra visszaröpíti, stb. mígnem a szemcsék kiesnek a perforáción. A törőlemezek szögét az aprítandó anyaghoz kell igazítani.

A **csapos törőben** két tárcsa ellenkező irányban forog, s a tárcsákból csapok állnak ki. A csapok osztása a tárcsák kerülete felé sűrűsödik, s az egyik tárcsa csapjai benyúlnak a másik tárcsa csapjai közé. Az aprítandó anyagot középen adagoljuk a gépbe, onnan sugárirányban halad, s amíg a kerületig ér, számtalan

nagy sebességű, váltakozó irányú ütést kell elszenvednie, amitől igen hatásosan aprítódik.

A **gyűrűs malmok** (7.11. ábra) nyomással aprító, nagy teljesítményű berendezések, amelyekben a görgők egy gyűrű felületen gördülnek le, amihez a görgőket vagy rugóerő, vagy centrifugális erő szorítja hozzá. A túlaprítás elkerülése céljából általában szélosztályozóval egybeépítve készülnek, ami aprítás közben a már kellően kis szemcséket kiviszi a gépből.

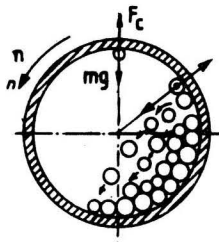


7.11. ábra

Gyűrűs malmok 1: Raymund malom 2: Loesche malom 3: Fuller malom

A **golyós malom** forgó dobjában az aprítandó anyag őrlőtestekkel együtt végzi mozgását, eközben az őrlőtestek ütik, dörzsölik az aprítandó anyag szemcséit. Az őrlőtestek anyaga acél, kerámia, gránit, stb. lehet, az őrlendő anyaghoz igazodik úgy, hogy az őrlőtestek kopásából származó anyag ne okozzon kárt.

Az anyag és golyók jó hatású együttes mozgását azzal biztosítjuk, hogy a malom dobját csak mintegy 40%-ig töltjük meg őrlés előtt. Az őrlés befejezése után a terméket és az őrlőtesteket szitálással választhatjuk szét.



7.12. ábra

A golyós malom működése

A másik feltétele a malom működésének, hogy a malom fordulatszáma a kritikus érték alatt legyen. A kritikus fordulatszám elérése esetén az anyag és az őrlőtestek a centrifugális erő hatására a dob falához szorulnak, nem mozognak, ilyenformán megszűnik a golyók és az anyag egymáshoz képesti mozgása is, ami az ütközéseket és a dörzsölést jelenti. A kritikus fordulatszámot abból a feltételből határozhatjuk meg, hogy ennél a fordulatszámnál a dob tetőpontján

tartózkodó szemcse sem esik le, a centrifugális erő kiegyensúlyozza a szemcsére ható súlyerő hatását:

$$mg = m \frac{D}{2} \omega^2, \quad (7.32.)$$

amiből a kritikus fordulatszám

$$n_{krit} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2g}{D}}. \quad (7.33.)$$

A 7.33. összefüggésből látható, hogy a kritikus fordulatszám növelése ami az őrlési teljesítmény növelését lehetővé tenné, csak a nehézségi gyorsulás növelésével lenne lehetséges. (A D dobátmérő csökkentése teljesítménycsökkenéssel jár együtt, mert a malom mérete csökken.)

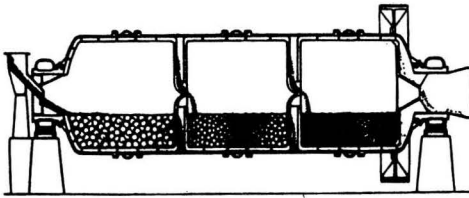
A **centrifugál malom** a nehézségi erőtér hatását centrifugális erőtérrel váltja ki: a golyósmalom vízszintes síkú körpályán keringve működik, így a kritikus fordulatszámát a keringés jellemzőinek változtatásával tetszőleges értékre állíthatjuk be. A 7.13. ábra jelöléseivel a kritikus fordulatszámánál

$$m \left(R_1 - \frac{D}{2} \right) \omega_1^2 = m \frac{D}{2} \omega^2, \quad (7.34.)$$

amiből a kritikus fordulatszám

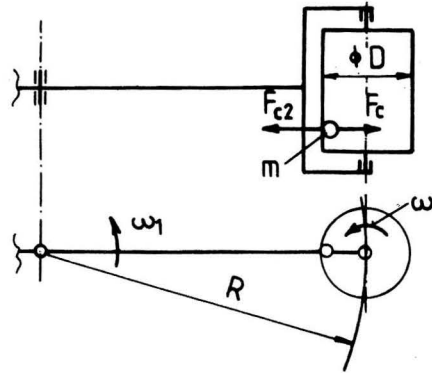
$$n_{kr} = \frac{\omega_1}{2\pi} \sqrt{\frac{2R_1}{D} - 1}. \quad (7.35.)$$

A golyós malom őrlőtesteinek mérete az elérendő szemcseméretre igazodik. Kisebb termék méretre kisebb méretű őrlőtestek kellenek.



7.14. ábra
Többlepcsős csőmalom

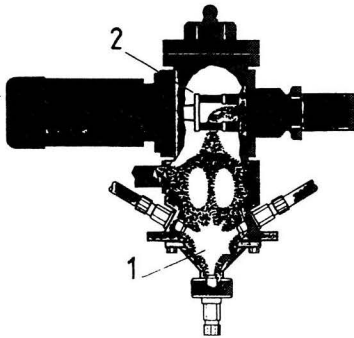
őrlőtesteket a kamrában tartják.



7.13. ábra
Centrifugál malom

A többlepcsős **csőmalomban** (7.14. ábra) a tengely mentén elkülönített terekben csökkenő méretű őrlőtestek vannak, s az őrlő anyag kamráról-kamrára osztályozó rostákon haladva át jut a csőmalom végére. A rosták az

A **rezgőmalom** dobjában szintén őrlőtestek végzik az aprítást, az anyag és a golyók egymáshoz képesti mozgását azonban nem forgás, hanem vibrátorral, vagy kiegyensúlyozatlan forgó testtel gerjesztett rezgés hozza létre. Szakaszos üzemben, 1000 aprítási fokot is el lehet érni, a végtermék mérete 1 mikron is lehet.

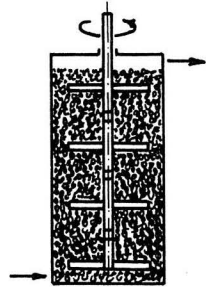


7.15. ábra
Sugármalom 1: őrlőtér
2: válogató kerék

A **sugármalomban** a nagy sebességű gázsugár a szemcséket egymással ütközteti, és folyamatos osztályozással csak a már elegendően kicsi szemcséket engedi ki az őrlőtérből. A 7.15. ábrán bemutatott Alpine gyártású ellensugaras fluidágyas sugármalom a 6 bar nyomású levegőt 3 db, egymáshoz 120 fokkal beállított fúvókán át juttatja az őrlőtérbe, ahová az aprítandó anyagot csigás adagoló viszi. A malom fontos része a nagy fordulatszámú forgó válogató kerék, amelyen át csak a kellően kis szemcsék jutnak a leválasztó ciklonokhoz, amelyek a terméket 0-5, 5-10 és 10-40 mikronos csoportokba osztályozzák. A malom őrlési teljesítménye

0,1-100 kg/h, az aprítandó anyag keménységétől függően, de kivétel nélkül minden anyag őrlésére képes.

A 7.16. ábra **gyöngymalmot** (attritor) mutat. A felfelé csökkenő méretű őrlőtestek között a folyadékkal kevert anyag lassan halad alulról felfelé. Az őrlőtesteket a függőleges tengelyre erősített karok forgatásával állandó mozgásra készítjük, így azok dörzsöléssel aprítják az anyagot. A nedves őrlés eredménye 0,1-0,5 mikronos szemcseméretű anyag, amit az őrlés után ki kell szárítani.



7.16. ábra
Gyöngymalom

Valamely őrölési feladatra a megfelelő gépet az alább felsorolt szempontok alapján kell kiválasztani.

Eldöntendő, hogy az aprítást egy vagy több lépcsőben oldjuk meg, ezt a kezdeti szemcseméret és a kívánt termék mérete alapján döntjük el.

Eldöntendő, hogy száraz vagy nedves őrlést alkalmazunk-e. Ha kémiai kezelést is akarunk egyidejűleg, nedves őrlést választunk.

A szükséges őrlési teljesítmény alapján eldöntjük a gépméretet.

Ha rendszerbe illesztjük a gépet, akkor folyamatos őrlésre képes gépet választunk. Ellenkező esetben választhatunk szakaszos működésű gépet is.

A tárgyalt aprítógépekkel aprítható anyagokat és néhány jellemző adatot sorolunk fel a következő táblázatban.

7.2. táblázat

A gép	Aprítási fok	Aprítható anyagok (példa)	Feladható méret, mm	Termék méret, mm	Aprítási teljesítmény, t/h
Pofás törő	3-6	érc, kőzet	130-1500	25-350	5-1200
Hengeres törő	4-6	kőzet, szén	100-350	15-80	50-1200
Kúpos törő	4-6	érc, kőzet	25-300	5-75	8-600
Kalapácsos törő	10-15	szén, mészkő	50-600	5-50	20-300
Gyűrűs malom	10-50	szén, klinker	20-30	0,05-1	3-150
Golyós malom	10-50	kvarc, cement	20-30	< 0,01	2-60
Rezgőmalom	10-50	bauxit, salak	0,5-30	0,001-0,05	2-60
Kalapácsmalom	10-50	szén	20-30	0,05-0,5	0,5-20
Röpítő törő	10-50	azbeszt, gipsz	20-100	0,1-5	0,1-10
Csapos törő	... 50	gabona	10-20	0,005-0,02	0,02-6
Sugármalom	... 50	grafit	5-10	0,001-0,01	0,01-4
Csőmalom	10-50	cement, koks	20-30	< 0,01	... 600

7.3. Irodalom a 7. fejezethez

- Beke Béla Aprításelmélet
Akadémiai Kiadó, Budapest 1963.
- Beke Béla Aprítás és fajtázás
Tankönyvkiadó, Budapest 1976.
- Matthias Stiess Mechanische Verfahrenstechnik 2
Springer Verlag, Berlin 1993.
- Werner Hemming Verfahrenstechnik
Vogel Buchverlag, Würzburg 1991.

8. FÜGGELÉK

8.1. Görög betűk, hatványszorzók

A	α	alfa	N	ν	nü
B	β	béta	Ξ	ξ	kszi
Γ	γ	gamma	O	o	omikron
Δ	δ	delta	Π	π	pí
E	ϵ	epszilon	P	ρ	ró
Z	ζ	dzéta	Σ	σ	szigma
H	η	éta	T	τ	tau
Θ	θ	théta	Y	υ	üpszilon
I	ι	iota	Φ	ϕ	fi
K	κ	kappa	X	χ	chí
Λ	λ	lambda	Ψ	ψ	pszi
M	μ	mü	Ω	ω	ómega

Hatványszorzók		
A decimális szorzó (10^k)	A prefixum	A prefixum jele
10^{12}	tera-	T
10^9	giga-	G
10^6	mega-	M
10^3	kilo-	k
10^2	hekto-	h
10^1	deka-	da
10^{-1}	deci-	d
10^{-2}	centi-	c
10^{-3}	milli-	m
10^{-6}	mikro-	μ
10^{-9}	nano-	n
10^{-12}	piko-	p
10^{-15}	femto-	f
10^{-18}	atto-	a

8.2. Metrikus és angolszász mértékegységek átszámítása

Angolszász hosszúságegységek átszámítása

A hosszúságegység		
megnevezése	jele	SI-egységgel kifejezett értéke
1 inch (cöll, hüvelyk)	in	25,4 mm
1 foot (láb) = 12 inches	ft	0,3048 m
1 yard = 3 feet	yd	0,9144 m
1 nautical mile = 6080 feet		1,853 km
1 international nautical mile		1,852 km

Angolszász területegységek átszámítása

A területegység		
megnevezése	jele	SI-egységgel kifejezett értéke
1 square inch (négyzethüvelyk)	in ² , sq in	645,159 mm ²
1 square foot (négyzetláb) = =144 sq inches	ft ² , sq ft	0,0929 m ²
1 square yard (négyzetyard) = 9 sq feet = 1296 sq inches	yd ² , sq yd	0,83613 m ²
1 acre = 4840 sq yards		4047 m ²
1 square statute mile = 640 acres		2,59 km ²

Angolszász térfogategységek átszámítása

A térfogategység		
megnevezése	jele	SI-egységgel kifejezett értéke
1 barrel (UK) = 2 kilderkins = = 4 firkins = 36 gallons		0,1636 m ³
1 last = 10 quarters = = 80 bushels = = 320 pecks = 640 gallons		2,91 m ³
1 imperial gallon = 277 cubic inches		4,546 dm ³
1 cubic inch (köbhüvelyk)	in ³ , cu in	16,387 cm ³
1 cubic foot (köbláb) = = 1728 cu in.	ft ³ , cu ft	0,028316 m ³
1 cubic yard (köbyard) = = 27 cu feet = 46656 cu inches	yd ³ , cu yd	0,764 m ³
1 regiszter ton = 100 cu feet		2,832 m ³

Angolszász tömegegységek átszámítása

A tömegegység		
megnevezése	jele	SI-egységgel kifejezett értéke
1 ounce (uncia)	oz	28,349 g
1 libra (=pound=font) = = 16 ounces = 7000 grains	lb, lbm	0,45359 kg
1 stone = 14 lbs		6,35 kg
1 short ton = 2000 lbs	sh tn	907,18 kg
1 quarter = 2 stones		12,7 kg
1 long hundredweight = = 4 quarters	cwt	50,8 kg
1 long ton = 20 long hundred- weights = 80 quarters = = 2240 lbs	ltn	1016 kg
1 troy ounce = 480 troy grains	oz tr	31,1 g
1 troy pound = 12 troyounces= = 5760 troy grains	lbt	0,3732 kg
1 troy grain	gr tr	0,0648 g

Angolszász erőegységek átszámítása

Az erőegység		
megnevezése	jele	SI-egységgel kifejezett értéke
1 grain-force (grain-weight)	grf	0,6355 mN
1 ounce-force (ounce-weight)	ozf	0,278 N
1 poundal	pdl	0,138 N
1 pound-force (pound-weight)	lbf, lb	4,448 N
1 ton-force (ton-weight)	tonf	9,964 kN

Angolszász sűrűségegységek átszámítása

A sűrűségegység		
megnevezése	jele	SI-egységgel kifejezett értéke
1 grain per cubic foot	gr/ft ³	229 g/m ³
1 grain per gallon	gr/gal	14,25 g/m ³
1 ounce per cubic foot	oz/ft ³	1,001 kg/ m ³
1 ounce per gallon	oz/gal	6,236 kg/ m ³
1 pound per cubic foot	lb/ft ³	6,02 kg/ m ³
1 pound per cubic inch	lb/in ³	27,68 Mg/ m ³
1 pound per gallon	lb/gal	99,78 kg/ m ³

8.3. Különböző anyagok dinamikai viszkozitása (20 °C hőmérsékleten és 1 bar nyomáson)

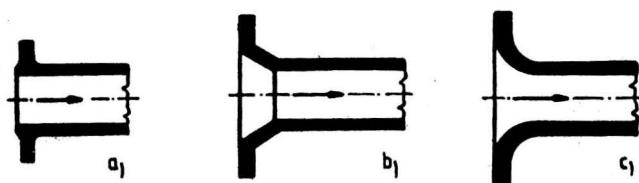
Anyag	10 ³ η, kg /ms	Anyag	10 ³ η, kg /ms
Hidrogén	0,009	Vazelinolaj	30,3
Széndioxid	0,015	Orsóolaj	46,5
Levegő	0,019	Lenolaj	52,5
Benzol	0,66	Olívaolaj	81,2
Víz	1,01	Könnyű gépolaj	168
Benzin	1,51	Közepes gépolaj	315
Petróleum	2,12	Glicerin	458
Alkohol (50%)	2,82	Ricinusolaj	930
Gázolaj	4,75	Melasz	1635000

8.4. Anyagok sűrűsége és halomsűrűsége

Anyag	Sűrűség kg/m ³	Halomsűrűség kg/m ³
Homok (1...3 mm)	2660	1559
Kvarcliszt	2650	1176
Szállóhamu	2230	643
Gipsz	2560	683
Portlandcement	3050	1075
Mészkelet	2730	1133
Égetett mész	2440	496
Kőszénpor	1270	498
Tőzegpor	1400	381
Durva faliszta	1160	115
Rosz	1360	725
Rozsliszta	1470	413
Búzaliszta	1490	430

8.5. Csőszervek és csőidomok veszteségtényezői

Beömlőcsanak ellenállástényezője



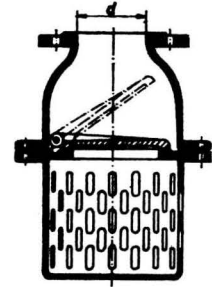
8.1. ábra

Beömlőcsanak típusok

- a) $\zeta=0,5$; b) $\zeta=0,27$; c) $\zeta= 0,1-0,05$

Lábszelep szívókosárral

$d, \text{ mm}$	ζ
75	8
100	7
150	6
200	5
300	3,7
500	2,5

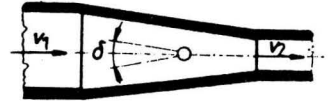


8.2. ábra
Lábszelep szívókosárral

Konfúzor veszteségmagassága, ha $\delta < 20^\circ$

$$h' = \zeta \frac{v_2^2}{2g},$$

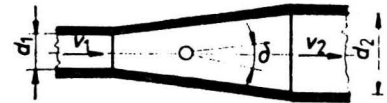
ahol $\zeta = 0,005 \dots 0,06$.



8.3. ábra
Konfúzor

Diffúzor veszteségmagassága

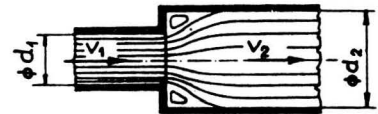
$$h' = \sin \delta \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \right]^2 \frac{v_1^2}{2g}.$$



8.4. ábra
Diffúzor

Hirtelen keresztmetszethővülés veszteségmagassága (Borda-Carnot-féle veszteség)

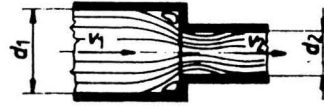
$$h' = 1,2 \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \right]^2 \frac{v_1^2}{2g}.$$



8.5. ábra
Hirtelen keresztmetszethővülés

Hirtelen keresztmetszetsűkülés veszteségmagassága

$$h' = \zeta \frac{v_2^2}{2g}$$



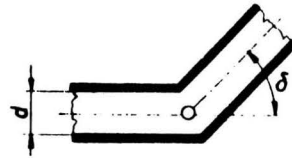
8.6. ábra
Hirtelen keresztmetszetsűkülés

A ζ ellenállástényező a $(d_2 / d_1)^2 > 0,1$ esetén a $(d_2 / d_1)^2$ felületviszony függvénye.

$(d_2 / d_1)^2$	0,1	0,3	0,5	0,7	0,8
ζ	0,45	0,38	0,29	0,2	0,15

Hirtelen törés ellenállástényezője

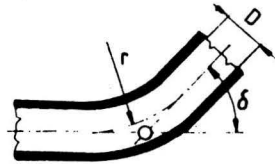
δ	15°	30°	45°	60°	90°
ζ	0,06	0,17	0,32	0,68	1,27



8.7. ábra
Hirtelen törés

Ívcső (könyök) ellenállástényezője, ha $\delta = 90^\circ$

r / D	1	2	4	6	10
ζ	0,52	0,31	0,25	0,23	0,23



8.8. ábra
Ívcső

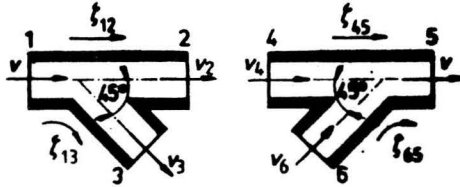
Itt r / D az ívcső relatív sugara.

A 90° -tól eltérő irányelterelésre a ζ ellenállástényező a 90° -os ívcső ellenállástényezőjéből Hinds képletével számítható:

$$\zeta = \zeta_{90^\circ} \sqrt{\frac{\delta}{90^\circ}}$$

δ értékét fokban kell behelyettesíteni.

Ferde elágazás ellenállástényezői



8.9. ábra
Ferde elágazások

v_3/v	ζ_{12}	ζ_{13}
0	0,04	-
0,5	0,02	0,5
1,0	-	0,5

v_6/v	ζ_{45}	ζ_{65}
0	0,04	-
0,5	0,1	0,1
1,0	-	0,5

Az elágazó idom mindhárom csonkja azonos belső átmérőjű.

Az a) ábra az 1 csonkon belépő folyadék szétválasztását, a b) ábra a 4 és 6 csonkokon belépő folyadék egyesítését mutatja. Az a) esetben

$$v = v_2 + v_3,$$

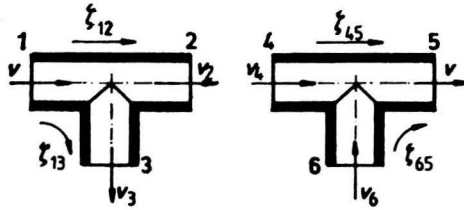
a b) esetben

$$v = v_4 + v_6.$$

Az ábrán értelmezett és a táblázatban megadott veszteségtényezők mindig a v sebességre vonatkoznak. Például a 4 és 5 csonkok között a veszteségmagasság:

$$h_{4-5} = \zeta_{4-5} \frac{v^2}{2g}.$$

Derékszögű elágazás ellenállástényezői



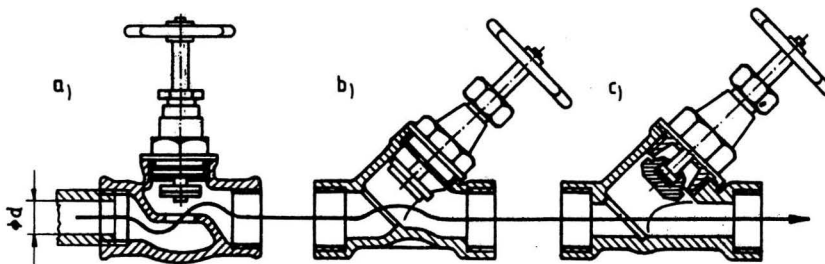
8.10. ábra
Derékszögű elágazások

v_3/v	ζ_{12}	ζ_{13}
0	0,04	-
0,5	0,01	0,9
1,0	-	1,3

v_6/v	ζ_{45}	ζ_{65}
0	0,04	-
0,5	0,4	0,3
1,0	-	0,9

8.6. Szelepek és tolózárak ellenállástényezői

Szelepek ellenállástényezői



8.11. ábra
a) egyenesülékű szelep b) ferdeülékű szelep c) egyenes átömlésű szelep

d , mm	25	50	100	150	200
ζ egyenesülékű	4,0	4,5	4,8	4,1	3,6
ζ ferdeülékű	2,1	2,3	2,4	2,1	2,0
ζ egyenes átömlésű	1,7	1,0	0,7	0,6	0,6
ζ sarokszelep	2,8	3,5	3,8	2,7	2,0

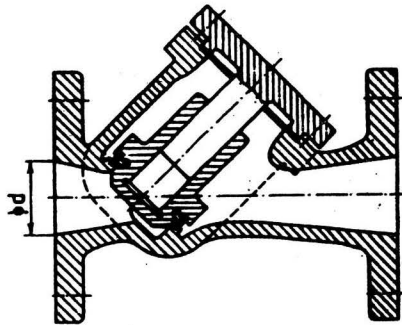
Torlósappantyú ellenállástényezője

d , mm	25	50	100	150	200
ζ	1,9	1,4	1,2	0,9	0,8

A visszacsapódó tányér súlya miatt a veszteségmagasság mindig nagyobb, mint 0,2 m. A fenti ζ értékek csak az ennél nagyobb veszteséget okozó sebességekre érvényesek.

Visszacsapószelepek ellenállástényezői

d , mm	25	50	100	150	200
ζ egyenes ülékű	4,5	6,0	7,6	6,0	4,5
ζ ferdeülékű	2,7	3,3	4,1	3,3	2,6
ζ egyenes átömlésű	-	2,0	1,6	2,0	2,5

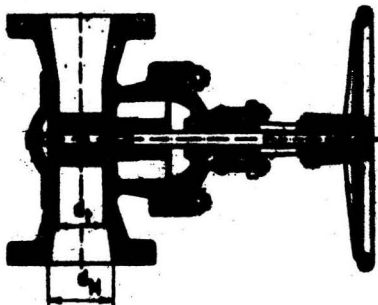


8.12. ábra
Ferdeülékű visszacsapószelep

Tolózárok ellenállástényezői

d_N , mm	80	80	100	125	125
d_t , mm	65	80	80	80	100
ζ	0,4	0,14	0,45	2,45	0,45
d_N , mm	150	175	175	200	250
d_t , mm	100	100	150	150	150
ζ	1,8	4,8	0,4	0,8	3,8
d_N , mm	250	300	300	350	400
d_t , mm	200	200	250	250	300
ζ	0,5	1,8	0,33	1,22	0,8

Itt d_N csonkátmérő, d_t a szabad nyílás átmérője, ζ a csonkban uralkodó átlagsebességre vonatkozik.



8.13. ábra
Tolózár

8.7. Szállítószalag hevedersebessége és szállítóképessége

Az anyag jellege	Könnyű anyag, nem koptató (pl.: gabona)		Könnyű anyag, koptató (pl.: só, homok)		Nehéz anyag, nem koptató (pl.: kavics)		Nehéz anyag, koptató (pl.: terméskő, érc)	
	Min.*	Max.**	Min.*	Max.**	Min.*	Max.**	Min.*	Max.**
Heveder-szélesség mm	Hevedersebeség m / sec							
400	0,9	2,0	-	-	0,7	1,5	-	-
500	1,1	2,5	0,8	2,0	0,8	2,0	0,5	1,5
650	1,3	3,0	1,0	2,5	0,9	2,0	0,6	1,8
800	1,5	3,5	1,2	2,0	1,0	2,5	0,7	1,8
1000	1,7	4,0	1,4	3,0	1,1	2,5	0,8	2,0
1200	1,9	4,0	1,6	3,0	1,2	3,0	0,9	2,0
1400	2,0	4,0	1,8	3,0	1,3	3,0	1,0	2,0

Min.* : Általában használatos legkisebb érték

Max.**: Javasolt legnagyobb érték

Heveder-szélesség mm	A szállítószalag 1 m/sec hevedersebességre vonatkoztatott, legnagyobb volumetrikus szállítóképessége, m ³ / h					
	Sík szalagnál			Vályús szalagnál		
	20°- 30°	30°- 40°	40° felett	20°- 30°	30°- 40°	40° felett
	részűszögű anyag esetén					
400	16	24	33	41	49	58
500	25	38	52	65	78	92
650	43	65	88	113	136	157
800	65	99	134	169	203	238
1000	101	154	210	264	320	376
1200	145	226	302	388	468	544
1400	198	302	410	525	630	738

8.8. Üzemtényezők

Hajtott gép	Hajtó gép			
	Villanymotor, gőzturbina, közlőmű	Gőzgép,gázgép, 4-6 hengeres Diesel-motor	2-3 hengeres négyütemű motor	1-2 hengeres négyütemű motor
Generátor Ventilátor Turbinaszivattyú Szállítószalag	1,5	1,75	2-2,5	2,5-3
Famegműnkáló gépek Turbókompresszor Fonó -és szövőgépek Szerszámgépek Cementmalmok Láncos szállítók	1,75	2,5	2,5	3
Felvonók,emelőgépek Dugattyús szivattyú Rázógépek Kollerjárat Hajócsavar Keretfűrész Húzópadok Daru	2,5	2,8	3	3,5
Dugattyús kompresszorok Faköszörülő gép Dróthúzó pad Görgőjárat Hengerművek	3	3,2	3,5	3,5-4

8.9. Irodalom a 8. fejezethez

- Pattantyús Á. Géza: Gépek üzemtana
Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1983.
- Magyar Szabványügyi Hivatal: Anyagmozgató gépek szabványainak
gyűjteménye Közgazdasági és Jogi
Könyvkiadó, Budapest, 1966.
- Govier, G., Aziz, K.: The Flow of Complex Mixtures in Pipes
Van Nostrand Reinhold Co. London, 1972.
- Zebisch, H-J. Anyagmozgatás
Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1975.
- Zoehl, H., Kruschik, J. Áramlás csövekben és szelepekben
Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1986.

9. TÁRGYMUTATÓ

a, á

abszolút nyomás, 27
adagolási tömegarány, 211
adagolók, 199
adagolószivattyú, 119
adiabatikus állapotváltozás, 37
aerációs csatorna, 215
aerokinetikus csatorna, 215
affin parabola, 105
affinitás törvényei, 105
alapkeret, 91
Alferov, 196
állandó veszteség, 5
általános gázállandó, 35
Anselm, 241
anyag - cső együttes súrlódási tényezője, 230
apritás hatásfoka, 240
apritási fok, 237
apritási munka differenciálegyenlete, 239
apritógépek, 240
áramlási veszteség, 45
áramlást javító betét, 198
áthullás, 171
átlagos határfok, 8
átlagos terhelés, 8
átlagsebesség, 39
axiális szivattyú, 96

b

bar, 27
behúzás feltétele, 243
belépési veszteség, 51
belső nyomásesés, 89
belső súrlódás, 173
berendezés szállítómagasság-igénye, 85
berendezés szívómagassága, 89

berendezés, 84
Bernoulli-egyenlet, 55
billenő surrantó, 199
boltozódás, 194
bolygató, 197
Borda-Carnot veszteség, 52
Bourdoncsöves manométer, 29

c, cs

Carman-Kozeny modell, 164
centrifugál malom, 249
centrifugális ürités, 207
ciklon, 212
Colebrook képlet, 46
Coulomb-egyenes, 175
csapágó, 91
csapágóbak, 91
csapos törő, 247
csavarszivattyú, 121
csigaház, 91
csigás adagoló, 200
csősúrlódási tényező, 45
csővezeték egyenértékű hossza, 52
csőmalom, 249
csővezeték-jelleggörbe, 85; 86
csuklós surrantó, 199
csúsztatófeszültség, 42

d

deformáció sebesség, 177
deformáció sebesség, 42
DIN 1055, 191
dinamikai viszkozitás, 42
dinamikus nyomás, 80
dugattyús gép, 83
dugattyús szivattyú, 114
dugószerű kifolyás, 195

dugulási határsebesség, 217
Dupui-féle tényező, 57

e

egyéb elven működő gépek, 83
egyenértékű átmérő, 48
egyenlőtlenségi fok, 13
egyirányú nyomás, 177
egyméretű áramlás, 40
egyszeres működésű dugattyús szivattyú, 115
elágazó csővezeték, 104
elektromágneses áramlásmérő, 79
ellenállástényező, 68
elméleti folyadék szállítás, 115
elméleti szállítómagasság, 117
eloszlás, 170
elosztóréteg, 183
emelési nyomásesés, 216
energiamegmaradás, 36
entalpia, 39
érdesség, 45
erőgép jelleggörbéje, 19
erőgép, 2
expanziós szám, 75

f

fajhő, 39
fajtérfogát, 34
falsúrlódás, 179
falsúrlódási tényező, 180
felhajtóerő-tényező, 71
ferdecsőves manométer, 32
fizikai atmoszféra, 27
fizikai normálállapot, 35
fluidizációs határsebesség, 182
fluidizáló cső, 183
fluidizált állapot, 182
fluidum, 27
fogaskerékszivattyú, 121
fojtásos szabályozás, 105
folyadékáramlás Froude-száma, 230

folyadék szállítás, 91
folyóméter tömeg, 206
folytonosság törvénye, 40
fordított U-csöves manométer, 33
fordulatszám, 92
Fordulatszám-láló, 14
fordulatszám-szabályozás, 106
forgási energia, 11
forgócellás adagoló, 200
forgódobos szivattyú, 121
forgódugattyús gép, 83
forgódugattyús szivattyú, 120
forgósúlyos tachométer, 15
főfeszültség, 173
főszemcse, 171
Frahm-fésű, 16
Fuller csiga, 200
fűvő, 83

g, gy

geodetikus szállítómagasság, 86
geodetikus szívómagasság, 88
gép, 2
gépcsoport, 2
golyós malom, 248
gömbre vonatkoztatott Reynolds-szám:, 68
görgőjárat, 245
gravitációs ürités, 207
gyakoróság, 171
gyártást megelőző tárolás, 187
gyorsítási nyomásesés, 216
gyöngymalom, 250
gyűrűs malmok, 248

h

hangsebesség, 65
határréteg, 50
határ-szemcseméret, 213
hatásfok, 3
hatványtörvény, 43
hengeres törő, 244

hermetikus szivattyú, 96
heterogén szuszpenzió, 225; 228
hidraulikailag sima cső, 47
hidraulikus hatások, 117
hidraulikus sugár, 165
hidraulikus sugár, 48
hidraulikus szállítás, 224
hidrosztatika alaptörvénye, 27
higanyos barométer, 29
hígáramú szállítás, 211
hombárzár, 199
homogén szuszpenzió, 225

i, í

ideális fluidum, 60
ideális gáztörvény, 35
időtől független tulajdonságú nem-
newtoni folyadék, 43
indikált teljesítmény, 118
indikátordiagram, 116
injektoros adagoló, 201
irányított gravitációs ürités, 208
iszapszivattyú, 99
ív nyomásesése, 216
izotermikus állapotváltozás, 36

j

Janssen, 189
Janssen-formula, 190
járókerék, 91
járókerék-átmérő csökkentése, 107
jellemző fordulatszám, 93
Jenike-féle nyírókészülék, 177
Jenike üritési kísérlete, 191
jóságfok, 241

k

kagylódiagram, 104
kalapácsos törő, 247
károstér, 117

Kaskas-egyenlet, 69
kavitáció, 88
kétirányú nyomás, 177
kétszeres működésű dugattyús
szivattyú, 115
kettős beömlésű szivattyú, 98
kettős löket, 114
kialakult áramlás, 80
Kick térfogati elmélete, 238
kifolyás feltétele, 195
kinematikai viszkozitás, 42
kiömlési veszteség, 51
kohézió, 176
kompresszor, 83
kontrakciós tényező, 61
konzisztencia index, 227
konzisztencia index, 43
köbözés, 72
közepes folyadékszállítás, 115
közlőmű, 2
kritikus Reynolds-szám, 44
kúpos törő, 244

l, ly

labilis munkapont, 20
lamináris alapréteg, 45
lamináris áramlás, 44
látszólagos viszkozitásnak, 43
Laval-fúvóka, 66
lebegés, 70
lebegési sebesség, 70
légágyú, 198
légköri nyomás, 27
légrésbetétcsöves motor, 97
lendítőkerék, 11
lengővályús adagoló, 199
lépcsős szabályozás, 107
leválasztási fok, 213
leválasztó, 212
löket, 114
löketszám, 115
lökettérfogat, 114

m

Mach-szám, 65
 mágneses hajtás, 97
 Magnus-hatás, 71
 maradvány, 170
 mechanikai hatások, 118
 mechanikus bolygató, 197
 mechanikus szállítógépek, 204
 membrános száraz gázóra, 80
 membránzivattyú, 118
 mérlegdinamó, 16
 mérőnyomás, 74
 Metzner-Reed diagram, 227
 mikroszkópos vizsgálat, 173
 miniskop, 32
 Mohr-féle főfeszültségi kör, 175
 munkagép jelleggörbéje, 20
 munkagép, 2
 munkaképesség, 59
 munkapont, 100
 munkapont, 20
 működésszám, 115

n, ny

nedves aprítás, 242
 nedvességtartalom, 184
 nem körkeresztmetszetű cső, 48
 nem-newtoni fluidum, 42
 nem-newtoni kitevő., 43
 névleges pont, 93
 névleges teljesítmény, 4
 newtoni fluidum, 42
 NPSH, 89
 nyírás, 177
 nyitott csatorna, 48
 nyomás, 27
 nyomástávadó, 33
 nyomásvesztés, 48
 nyomótartály, 214
 nyomóüzem, 212

o, ó

omlasztásos rézsűszög, 178
 optimális pont, 93
 óraműves fordulatindikátor, 15

ő, ő

ömlesztéses rézsűszög, 178
 örörlhetőség, 237
 örvényáramú tachométer, 15
 örvényszivattyú mérése, 111
 örvényszivattyú, 83
 összevont sűrűlási tényező, 229
 össznyomás, 80

p

Pápai modellje, 216
 párhuzamosan kapcsolt szivattyúk,
 101
 pascal, 27
 Pitot-cső, 80
 pneumatikus szállítás, 211
 pofás törő, 242
 politropikus állapotváltozás, 38
 porszűrő, 213
 Prandtl-cső, 82
 Prony-fék, 16

r

Rankine-tényező, 189
 redukálási tényező, 11
 redukált átmérő, 168
 redukált tonna, 241
 Reimbert mérései, 190
 relatív érdesség, 45
 relatív hézagterfogó, 161
 relatív sebesség, 68
 Reynolds-szám, 44
 rezgőmalom, 250
 rézsűszög, 178
 Rittinger felületi elmélete, 237

rotaméter, 77
röpítő törő, 247
RRR függvényl, 171
rugóállandó, 15

s

Schwedes, 194
sebességi tényező, 75
serleges elevátor, 206
siló, 188
sorba kapcsolt szivattyúk, 101
stabil munkapont, 20
stacionárius áramlás, 40
statikus huzat, 64
statikus nyomás, 80
statikus szállítómagasság, 86
stroboszkóp, 15
sugármalom, 250
súrlódási nyomásesés, 216
sűrűáramú szállítás, 211
sűrűség, 157

sz

szabályozás tározással, 107
szalagos adagoló, 199
szállítás távolsága, 203
szállítási teljesítmény, 203
szállítócsiga, 209
szállító-képesség, 203
szállítómagasság, 85; 92
szállítószalag, 204
száraz őrlés, 242
szegmens zár, 199
szemcseeloszlás, 170
szemcseméret, 168
szennyvízszivattyú, 98
szerelvény egyenértékű csőhossza,
51
szitasor, 170
szivattyú hajtóteljesítménye, 92
szivattyú hasznos teljesítménye, 92
szivattyú hatásfoka, 92

szivattyú jelleggörbe, 93
szivattyú szabályozása, 105
szivattyú, 83
szivattyúválasztás., 109
szívófej, 212
szívóüzem, 212
szűkítőnyílás, 74
szűrőciklon, 214
szűrőlepeny, 214

t, ty

tachométer dinamó, 15
tachoszkóp, 14
tartós üzemi tartalék, 187
technikai atmoszféra, 27
tehetetlenségi nyomaték, 11
telített gőz nyomása, 27
teljesítmény-tényező, 204
tengely, 91
tengelykapcsoló, 91
térfogatáram arány, 226
térfogatáram, 39
térfogati koncentráció, 226
térfogat-kiszorítás elve, 83
térfogatkiszorításos szivattyú, 113
terhelés, 5
többfokozatú szivattyú, 95
tölcséres kifolyás, 195
töltési tényező, 208; 210
tömegáram arány, 226
tömegáram, 39
tömlős szivattyú, 122
tömszelence, 91
tömszelence, 91
törési feltétel, 175
törőtelteljesítmény, 241
triplex szivattyú, 115
triplex szivattyú, 115
tulajdonság jelző kitevő, 227
túlnyomás, 27
turbínás áramlásmérő, 72
turbulens áramlás, 44
turo-szivattyú, 99

turo-szivattyú, 99

u,ú

U-csöves manométer, 28
ugrószámú fordulatszámoló, 14
ultrahangos áramlásmérő, 79

ü,ű

üledés, 69
üledési sebesség, 70
ülepítés, 173
üresjárási ellenállás, 183
üresjárási nyomásesés, 215
ütközési nyomásesés, 216
üzemi jellemzők, 91

v,w

vákuum, 27
vákuumszivattyú, 83
változó veszteség, 5
várható jelleggörbék, 94
vegyes üzemi rendszer, 212
ventilátor, 83, 122
Venturi mérő, 74
Verba féle modell, 221
veszteség, 3
veszteségtényező, 50
vibrációs adagoló, 200
vibrációs bolygató, 198
villamos teljesítményigény, 92
vízfék, 16
volumetrikus hatásfok, 115
Weber, 228

z, zs

zagyszivattyú, 98
zsákos szűrő, 214

Kedves Jegyzetfelhasználó!

A jó jegyzet nagyon hatékony segítség a tanulásban. A legjobb jegyzeteket pedig még aktív mérnökként is használni lehet. Egyetemi tanulmányai alatt valószínűleg különböző színvonalú jegyzetekkel találkozott eddig, és fog találkozni ezután. ***Kérjük, hogy ennek a kérdőívnek a kitöltésével segítse alábbi törekvéseinket:***

- ennek a jegyzetnek a következő kiadásában kevesebb sajtóhiba legyen és indokolt esetben készüljön el az átdolgozott kiadása,
- a jegyzeteket értékelni lehessen, amelynek eredményeként a legjobb jegyzetek szerzői díjazást kaphatnak.

Kérjük, hogy a kiküldött kérdőívet a Jegyzetbolt bejárata (V2 földszint) mellett elhelyezett gyűjtőládába dobja be.

Fáradozását köszöni az *Egyetemi Jegyzetbizottság*.

A jegyzet címe: **VEGYIPARI GÉPTAN**

A jegyzet szerzői: **Kósa Levente - Lukenics Jánosné - Verba Attila**

A jegyzet azonosítója: **65017**

Melyik tárgyhöz használta a jegyzetet:

Kar:

Félév:

Tárgy neve:

A jegyzet hány százalékát tudta használni (pl. 75%):

A jegyzet a tárgy anyagának hány százalékát fedte le (pl. 50%):

A jegyzet minősítése:

(0: használhatatlan, 1: nagyon rossz, 2: rossz, 3: tűrhető, 4: jó, 5: nagyon jó)

Javaslat átdolgozásra:

A megtalált sajtóhibák:

(A túloldalon folytatható)

