

Dr. Gausz Tamás
Hargitai L. Csaba
Dr. Simongáti Győző

Járművek hő- és áramlástechnikai berendezései

II.

**A II. Nemzeti Fejlesztési Terv Társadalmi Megújulás Operatív
Program
TÁMOP-4.1.2/A/2-10/1-2010-0018
azonosító számú programja keretében készült jegyzet.**

**A projekt címe:
„Egységesített jármű- és mobilgépek képzés- és tananyagfejlesztés”**

**A megvalósítás érdekében létrehozott konzorcium résztvevő:
a Kecskeméti Főiskola
a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem
az AIPA Alföldi Iparfejlesztési Nonprofit Közhasznú Kft.**



M Ű E G Y E T E M 1 7 8 2
BUDAPESTI MŰSZAKI ÉS GAZDASÁGTUDOMÁNYI EGYETEM
KÖZLEKEDÉSMÉRNÖKI KAR

DR. GAUSZ TAMÁS

HARGITAI L. CSABA

DR. SIMONGÁTI GYŐZŐ

JÁRMŰVEK HŐ- ÉS ÁRAMLÁS- TECHNIKAI BERENDEZÉSEI

II.

Budapest, 2010

SZERZŐK:

DR. GAUSZ TAMÁS

HARGITAI L. CSABA

DR. SIMONGÁTI GYŐZŐ

SZERKESZTŐ:

Hargitai L. Csaba

RAJZOLÓ:

a szerzők

LEKTOR:

HADHÁZI DÁNIEL

Tartalomjegyzék

Tartalomjegyzék.....	I
Előszó.....	4
1. Örvényszivattyúk	6
1.1. <i>Az örvényszivattyúk típusai.....</i>	7
1.1.1. Osztályozás a járókerék kivitele szerint.....	8
1.1.2. Osztályozás a járókerekek száma és elrendezése szerint	10
1.1.3. Osztályozás a szivattyútengely elrendezése szerint.....	13
1.1.4. Osztályozás a nyomótér kialakítása szerint	13
1.2. <i>Elméleti alapok.....</i>	13
1.2.1. Szállítómagasságok	14
1.2.2. Teljesítmények és veszteségek	17
1.2.3. Jelleggörbe.....	19
1.2.4. Jellemző mennyiségek, dimenziótlan tényezők.....	21
1.3. <i>Örvényszivattyú üzemi jellemzői.....</i>	24
1.3.1. Munkapont.....	24
1.3.2. A jelleggörbe stabilis és labilis ága.....	25
1.3.3. A szivattyú indítása	28
1.3.4. Szívóképesség.....	30
1.4. <i>A szivattyú szabályozása.....</i>	35
1.4.1. Szabályozás fojtással	35
1.4.2. Szabályozás előperdtítéssel.....	37
1.4.3. Szabályozás megcsapolással.....	38
1.4.4. Szabályozás fordulatszám-változtatással	40
1.4.5. Lépcsős szabályozás	42
2. Térfogatkiszorítás elvén működő gépek.....	44
2.1. <i>Dugattyús kompresszorok.....</i>	45
2.1.1. Általános jellemzők, alapvető kialakítások.....	45
2.1.2. Működési elv, elméleti háttér	48
2.1.3. Gázszállítás.....	53
2.1.4. Munka, teljesítményigény	54
2.1.5. Többfokozatú kompresszorok	58
2.1.6. Szabályozás	60
2.2. <i>Lamellás (forgólapátos) kompresszorok</i>	65
2.2.1. Működési elv	65
2.2.2. Gázszállítás, munka, teljesítményigény.....	67
2.2.3. Főbb jellemzők	69
2.2.4. Szabályozás	71
2.3. <i>Csavarkompresszorok</i>	73

2.3.1.	Működési elv	73
2.3.2.	Főbb jellemzők	76
2.3.3.	Szabályozás	81
2.4.	<i>Spirálkompresszor</i>	84
2.4.1.	Működési elv	84
2.4.2.	Főbb jellemzők	86
2.4.3.	Szabályozás	88
2.5.	<i>Dugattyús szivattyúk</i>	90
2.5.1.	A dugattyús szivattyúk típusai	90
2.5.2.	Működés, indikátor diagram	93
2.5.3.	Folyadék szállítási diagram, légüst	96
2.6.	<i>Membránszivattyúk</i>	102
2.7.	<i>Szárnyszivattyú</i>	103
2.8.	<i>Fogaskerék szivattyú</i>	105
3.	Hőtechnikai berendezések	110
3.1.	<i>Hűtőgépek</i>	110
3.1.1.	A mesterséges hűtés alapjai	111
3.1.1.1	A hűtési teljesítménytényező	112
3.1.2.	A hűtőgépek csoportosítása	113
3.1.2.1.	Osztályozás hűtőközeg szerint:	113
3.1.2.2.	Osztályozás a befektetett energia szerint:	113
3.1.3.	Gáz nemű hűtőközeggel működő kompresszoros hűtőgépek	123
3.1.3.1.	Carnot hűtő körfolyamat	124
3.1.3.2.	Ideális hűtő körfolyamat	125
3.1.3.3.	Hűtő körfolyamat valóságos gáz munkaközeggel	129
3.1.3.4.	Turbó léghűtés	130
3.1.4.	Gőz nemű hűtőközeggel működő kompresszoros hűtőgépek	131
3.1.4.1.	Gőzdiagramok	132
3.1.4.2.	Egyfokozatú kompresszoros hűtő körfolyamat	135
3.1.4.2.	Egyfokozatú hűtő körfolyamat megosztott kompresszióval	143
3.2.	<i>Hőcserélők</i>	151
3.2.1.	A hőcserélők osztályozása	151
3.2.1.1	Regenerátorok	153
3.2.1.2	Rekuperátorok	155
3.2.2.	A hőcserélők termikus számításának alapjai	171
3.2.2.1.	Hőátvitel a hőcserélőben	174
3.2.2.2.	A hőcserélő hőegyensúlya	178
3.2.2.3.	Közegek hőmérsékletkülönbségének logaritmikus középértéke párhuzamos áramlású hőcserélőkben	180
3.2.2.4.	Bošnjaković -féle Φ tényezős méretezés	186
3.2.2.5	Párhuzamos egyen- és ellenáramú hőcserélők összehasonlítása	191
4.	Járművek klímarendszerei	195
4.1.	<i>Elméleti áttekintés</i>	195

4.1.1.	A klimatizálás célja, a nedves levegő jellemzői	195
4.1.2.	Az ember közérzetét befolyásoló tényezők, a jó közérzethez tartozó légállapot.....	200
4.1.3.	Hő- és nedvességterhelés.....	202
4.1.4.	A szellőző levegő állapotának és mennyiségének meghatározása.....	206
4.1.5.	A klímaberendezésben megvalósítandó folyamatok.....	208
4.2.	<i>A klímaberendezésekről általában</i>	214
4.3.	<i>Járműklímák</i>	224
4.3.1.	Közúti járművek klímaberendezései.....	224
4.3.2.	Vasúti járművek klímaberendezései	227
4.3.3.	Hajók klímaberendezései.....	229
4.3.4.	Repülőgépek klímaberendezései	232
5.	Numerikus módszerek.....	235
5.1.	<i>Bevezetés</i>	235
5.2.	<i>Az áramfüggvény és az örvénytranszport egyenlet</i>	240
5.2.1.	<i>Az örvénytranszport egyenlet</i>	241
5.2.2.	<i>Dimenziótlanítás</i>	244
5.3.	<i>Minta feladat</i>	246
5.4.	<i>Peremfeltételek</i>	249
5.4.1.	<i>Az áramfüggvényre vonatkozó peremfeltételek</i>	249
5.4.2.	<i>Az örvényességre vonatkozó peremfeltételek</i>	250
5.5.	<i>Az örvényesség és az áramfüggvény számítása</i>	253
5.5.1.	<i>Diszkretizáció</i>	253
5.5.2.	<i>Klasszikus relaxáció</i>	257
5.5.3.	<i>A peremértékek számítása</i>	260
5.6.	<i>Az áramfüggvény-számítások eredményei</i>	263
5.7.	<i>A nyomás peremértékei</i>	266
5.8.	<i>A nyomásszámítás eredményei</i>	272
	Ábrajegyzék.....	273
	Táblázatjegyzék.....	1
	Irodalomjegyzék.....	2

Előszó

A tantárgy – és így e jegyzet – célja elsősorban a járművekben általánosan használt hő- és áramlástechnikai berendezések bemutatása, felépítésük megismertetése, működési elvük leírása és az ehhez szükséges elméleti ismeretek átadása. Éppen ezért elsődleges célunk a későbbi szaktárgyak minél szélesebb körű ismeretanyaggal való általános, de erős megalapozása volt. Figyelembe véve, hogy a tantárgy a B.Sc. és nem az M. Sc. vagy a hagyományos képzés része, és hogy e tárgy után még további, járművekkel kapcsolatos szaktárgyak is következnek a képzésben, így nem tekintettük célunknak kifejezetten tervezőmérnöki ismeretek bemutatását és megtanítását, azt sokkal inkább az említett szaktárgyakra kívántuk hagyni. A jegyzetben különös hangsúlyt kapott az, hogy az egyes általánosan is használt áramlástani és hőtani gépeket kifejezetten járműves alkalmazásokon keresztül mutassuk be. Természetesen többet foglalkoztunk a járműveken elterjedtebb és így fontosabbnak ítélt gépekkel, eszközökkel.

A gépészet területén a hőtechnikai és áramlástechnikai gépeket általában külön szokták tárgyalni. A járművekben azonban mindkét típus rendszeresen megtalálható, így a Közlekedésmérnöki Kar képzésében sincs szétválasztva a téma áramlástechnikai és kalorikus gépekre. Ennek megfelelően e jegyzet is együtt tárgyalja őket.

A jegyzet felépítése követi a tantárgy képzésben megjelenő bontását. A meglevő órakeret, az egyes részek anyagmennyisége és a rájuk jutó óraszám, valamint egyéb technikai és adminisztratív okok miatt meglevő – véleményünk szerint – nem feltétlenül szerencsés megosztás reméljük az anyag feldolgozásában nem jelent majd problémát.

Az így megszületett jegyzet régi hiányt pótol. A Repülőgépek és Hajók Tanszék által oktatott Hő- és áramlástechnikai gépek, majd később a Közlekedésmérnöki és a Járműmérnöki B. Sc. képzésben a Járművek hő- és áramlástechnikai berendezései c. tárgyakhoz régóta nem volt írott, tanszéki vagy egyetemi gondozásban megjelent anyag. Voltak előadásvázlatok az éppen aktuális előadóktól, készült jegyzet-kézirat is, de soha nem tudott hivatalosan is megjelenni. Így kezdetben kézzel írott és fénymásolva sokszorosított formában, majd a „digitális” korszakban a vetített előadások diáinak számítógépre rögzített változatában kerültek kiadásra a tan-

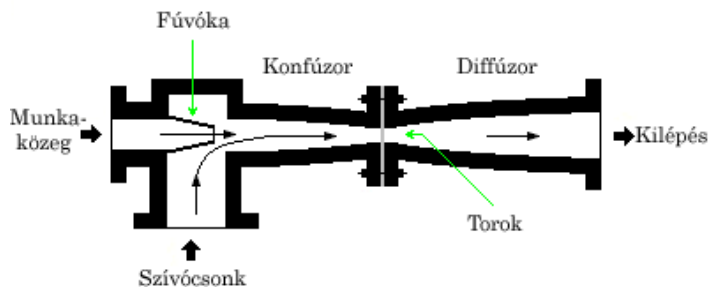
tárgyhoz tartozó anyagok. A jelenlegi megoldás átmenet a régi és az új között: digitális formában jelenik meg ugyan, de a teljes tananyag leírásra került, és könyv formájában olvasható, tanulható. Reméljük, hogy mindez hozzájárul a tantárgyat felvevő hallgatók eredményeinek javulásához és a járművekben alkalmazott és általánosan elterjedt hő- és áramlástechnikai berendezések működésének és elméletének könnyebb és mélyebb megértéséhez.

Szeretnénk köszönetet mondani régebbi és jelenlegi kollégáinknak, Kiss Endréné Dr. Hunyadi Ildikónak, Dr. Pásztor Endrének, Dr. Perjési Istvánnak, Dr. Sánta Imrének, Kisdéák Lajosnak, Beneda Károlynak, akik anyagaikkal, szakmai támogatásukkal segítették munkánkat, és így ők is hozzájárultak ahhoz, hogy ez a jegyzet egy magas színvonalú anyaggá válhasson.

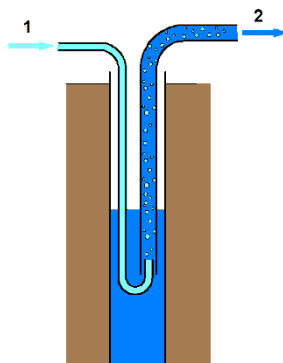
a Szerzők

1. Örvényszivattyúk

A Járművek Hő- és Áramlástechnikai Berendezései I. című jegyzetben tárgyalt áramlástechnikai elven működő berendezések ismertetését az azonos című tantárgy második féléves tananyagához tartozó Járművek Hő- és Áramlástechnikai Berendezései II. című jegyzetben is folytatjuk. A tantervnek megfelelően itt az összenyomhatatlannak tekintett folyadékok szállítását végző gépek bemutatása a cél. Meg kell jegyeznünk azonban, hogy terjedelmi korlátok miatt a jegyzetben csak a cseppfolyós halmazállapotú anyagokat szállító, úgynevezett örvényszivattyúkat tárgyaljuk, holott a tantárgy a tanterv szerint érintőlegesen foglalkozik a különleges, de áramlástechnikai elven működő sugárszivattyúkkal, a légnyomá-
sos vízemelő (mammut) szivattyúkkal és a ventilátorokkal is. Az olvasó ezekről a berendezésekről – a tanterv szerinti mélységben – a BME, Repülőgépek és Hajók Tanszék honlapján (<http://rht.bme.hu>) valamint jóval mélyrehatóbban a jegyzet hivatkozott irodalmában olvashat.



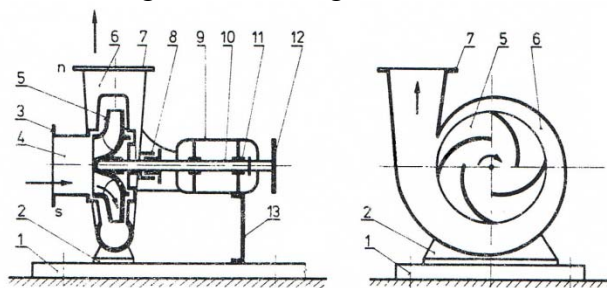
Sugárszivattyú működési vázlata



Mammutszivattyú működési vázlata

1.1. Az örvényszivattyúk típusai

A szivattyúk feladata, hogy valamely folyékony halmazállapotú, összenyomhatatlannak tekintett közeget egy alacsonyabb energia szintről (alacsonyabb nyomású vagy mélyebben fekvő hely) egy nagyobb energia szintre (nagyobb nyomású vagy magasabban fekvő hely) szállítsa, azaz a szállításhoz szükséges munkaképességet a folyadékkal közölje. Mint tudjuk, a folyadék energiataralmának növelését a térfogatkiszorítás elvén, az Euler elv szerint (örvénygépek), és egyéb fizikai törvényszerűség (pl elektromágneses szivattyúk) szerint működő szivattyúkkal tehetjük meg. A műszaki gyakorlatban a volumetrikus és az örvénygépek terjedtek el leginkább. A jegyzet örvényszivattyúkra fordított különös figyelmének oka, hogy a szivattyúk műszaki fejlődése során az elsősorban dugattyús energia átalakító alkatrészrel működő (térfogatkiszorításos) gépeket egyre inkább az Euler elv szerint működő, körforgó energia átalakító alkatrész (járókerék) szivattyúk váltják fel, jóllehet a volumetrikus gépeket is széles körben alkalmazzák (lásd 2. fejezet). Ugyanis a dugattyús szivattyúknál a fordulatszám négyzetével növekvő tömegek a gép fordulatszámának alacsony határt szabnak, míg a meghajtó motoroknál inkább a kis súlyú, nagy fordulatszámú berendezések terjednek. További probléma, hogy a dugattyús szivattyú és a meghajtó villanymotor közé különféle hajtóművet kell szerelni, míg az örvényszivattyú és motorja közé elegendő egy tengelykapcsoló beépítése. Azonban nem szabad megfeledkezni arról, hogy a dugattyús szivattyúknak feltétlenül megvan a létjogosultsága ott, ahol nagy szállítómagasságnál és kis folyadékmennyiségnél jó hatásokra, és a nyomásingadozástól független állandó folyadékszállításra valamint nagy üzemkészségre van szükség.



Csigaházazs örvényszivattyú elemi

1. alapkeret; 2. talp; 3. szívócsnk; 4. szívótér; 5. járókerék; 6. csigaház; 7. nyomócsnk; 8. tengelytömítés; 9. csapágybak; 10. tengely; 11. csapágy; 12. tengelykapcsoló, 13. támasztóláb

forrás: [1.2]

1.1.1. ábra: Csigaházazs örvényszivattyú felépítése

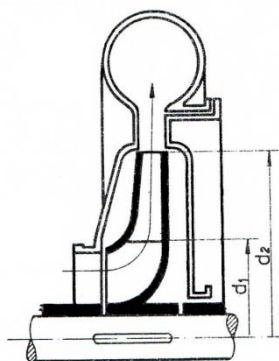
Az örvényszivattyúkat csoportosíthatjuk

- a járókerék kialakítása,
- a járókerekek száma és elrendezése,
- a tengely elrendezése,
- a nyomótér kialakítása

szerint.

1.1.1. Osztályozás a járókerék kivitele szerint

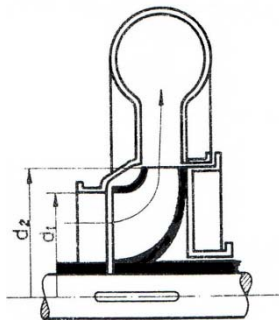
Radiális átömlésű járókerék, amelynél a lapátcsatornába a folyadék radiális irányba lép be és ki. Az ilyen típusú járókerekek általában a nagy-nomású szivattyúkban találhatók.



forrás: [1.2]

1.1.2. ábra: Radiális átömlésű járókerék

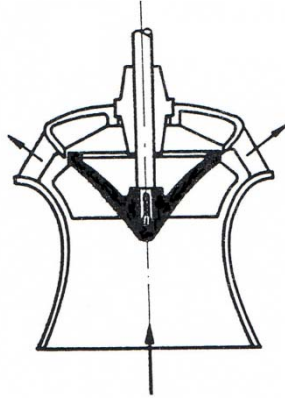
Meridián metszetben axiális vagy félaxiális beömlésű és radiális kiömlésű járókerekek, melyeknél a folyadék a forgástengellyel párhuzamosan (vagy a merőlegestől kisebb szögben) lép be a lapátcsatornába, és onnan a tengelyre merőlegesen távozik. Leginkább kis- és közepnyomású szivattyúknál használatosak.



forrás: [1.2]

1.1.3. ábra: Axiális be- és radiális kiömlésű járókerék

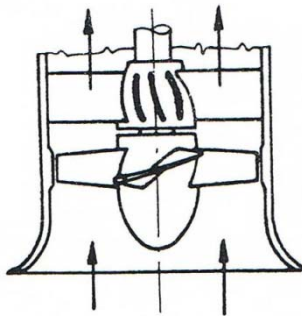
Félaxiális átömlésű járókerekek, melyeknél a folyadék a forgástengellyel szöveget bezárva lép be a lapátcsatornába, és onnan a tengellyel szöveget bezárva távozik (a be és kilépési szögek a merőlegestől kisebbek). A kisnyomású szivattyúk egyik járókerék típusa.



forrás: [1.2]

1.1.4. ábra: Félaxiális átömlésű járókerék







Teljesen *axiális átömlésű járókerekek*, amiket gyakran szárnylapátnak vagy propellerkeréknek neveznek. Jellemzőjük, hogy a folyadék a járókerékben a forgástengellyel párhuzamosan áramlik át. A kisnyomású szivattyúk jellegzetes kerékalakja.



forrás: [1.2]

1.1.5. ábra: Axiális átömlésű járókerék

Az örvényszivattyúk járókerekei a gyakorlatban végtelen sok félek lehetnek. Az említett négy típus a radiálistól az axiális átömlésűig tartó járókerék kialakítási átmenet tipikus példáit mutatja. Jellemzően a radiális átömlésű kerekek a nagynyomású, kis térfogatáramú, míg az axiális átömlésű kerekek a kis nyomású, nagy térfogatáramú gépekre jellemzőek.

Jellemző fordulatszám n_q	Járókerék típus	Járókerék alak	max. szállítómagasság H_m	max. összehatásfok η_6
7 - 30	Radiális		800m (1200m-ig)	40 - 88%
50	Radiális		400m	70 - 92%
100	Radiális		60m	60 - 88%
35	Félaxiális		100m	70 - 90%
160	Félaxiális		20m	75 - 90%
160 - 400	Axiális		2 - 15m	70 - 88%

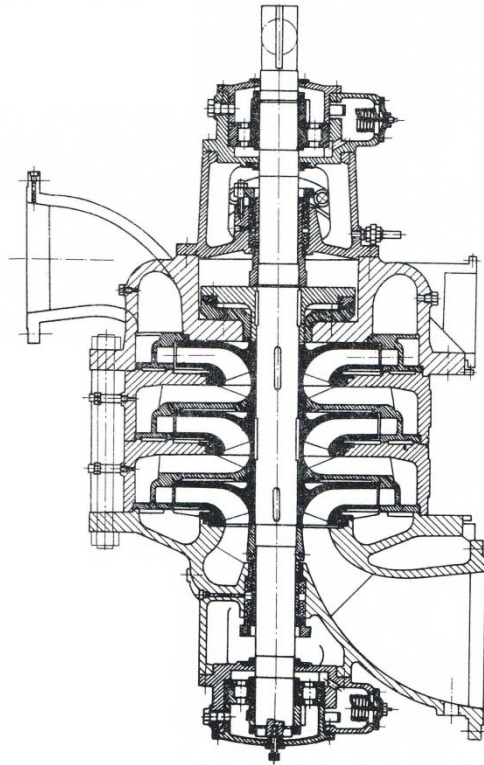
forrás: Wikipedia

1.1.1. táblázat: Járókerék - típus jellemzők

1.1.2. Osztályozás a járókerekek száma és elrendezése szerint

Az egyetlen járókerék által elérhető szállítómagasság, illetve a szállítható folyadék mennyisége csak bizonyos határokig növelhető. E határokon túl nagyobb szállítómagasság vagy folyadékmennyiség több járókerék alkalmazásával, ezek sorba vagy párhuzamos kapcsolásával érhető el, de lehetséges a kétféle kapcsolat kombinációja is.

Amennyiben a szállított folyadékmennyiségnek átadott szükséges fajlagos energiamennyiség (szállítómagasság) egy járókerékkel nem érhető el, a *járókerekek sorba kapcsolásával*, úgynevezett többlépcsős kivittel sok esetben megoldható.



forrás: [1.3]

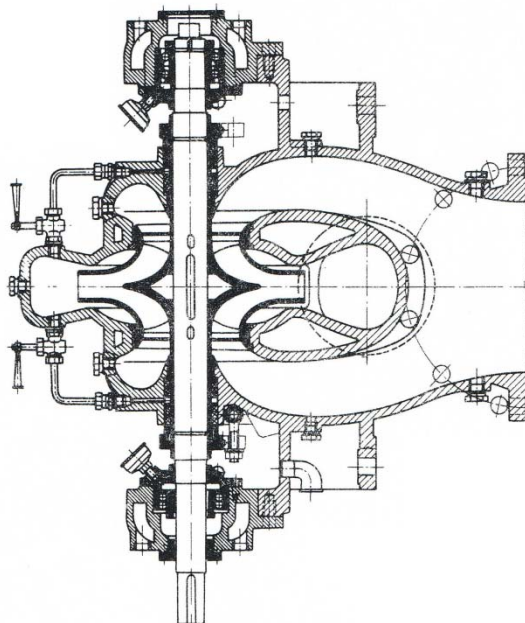
1.1.6. ábra: Járókerek sorba kapcsolása

A sorba kapcsolt járókerekű szivattyúknál a kerek egy átmenő tengelyre vannak ékelve. Az első járókerék előtt általában axiális vezetőkerék helyezkedik le, mely a járókerékbe belépő áramlást szimmetrikussá teszi. A szivattyúházhhoz rögzített vezetőkereket minden járókerék fokozat között találunk (gyakran az utolsó fokozat után is). Ezek feladata, hogy az előző fokozatból kilépő folyadékot a sebesség csökkentése mellett a következő járókerék szívótorkához juttassa.

A gyakorlatban szerkezeti okokból legfeljebb 10 – 12 lépcsőt építenek össze. Sok fokozat esetén ugyanis az átmenő tengely csapágiai messze kerülnek egymástól, ami a tengely nem kívánatos lengéseit eredményezheti. Amennyiben egy soros, többlépcsős szivattyú nem tudja biztosítani a szükséges szállítómagasságot, több többlépcsős gép sorba kapcsolása válik szükségessé.

Bizonyos esetekben az egyfokozatú szivattyú alkalmazásának korlátja a nagy szükséges folyadékcszállítás mellett megkívánt jó szívóképesség. A feladat folyadékcszállítási kritériuma megoldható lenne félaxiális vagy

axiális járókerékkel, azonban ezek szívóképessége kisebb mint a radiális átömlésű gépeké. Ilyen esetben ismét a többfokozatú szivattyú alkalmazása adhat megoldást, a *járókerekek párhuzamos kapcsolásával*, azaz kettős beömlésű szivattyúkkal.



forrás: [1.3]

1.1.7. ábra: Járókerekek párhuzamos kapcsolása

Ezeknél a szivattyúknál a járókerék két, hátlapjával egymásnak illesztett normál járókerékből áll. Így a két járókerék egymáshoz párhuzamosan van kapcsolva és a szállított folyadékmennyiség megkétszereződik, miközben a szivattyú szállítómagassága változatlan marad.

A kettős beömlésű járókerék a mindkét oldalon kialakított szívótáskából szív, melynek feladata a szívóvezetékből érkező folyadékot a járókerékre vezetni. A szivattyú hatásfoka és szívóképessége nagymértékben függ a szívótáskák gondos kialakításától. A kettős beömlésű kerék a folyadékot közös nyomótérbe (csigaház) szállítja. Nagy előnye a kettős beömlésű járókeréknek, hogy tengely irányú erő nem ébred rajta a folyadékszállítás során.

Amennyiben az igényelt térfogatáram egyetlen kettős beömlésű géppel nem valósítható meg, több kettős beömlésű szivattyú párhuzamos kapcsolásával, vagy ha lehet, félaxiális / axiális átömlésű gépeket szoktak alkalmazni.

1.1.3. Osztályozás a szivattyútengely elrendezése szerint

A tengely elhelyezése az energetikai viszonyokra nincs befolyással, csak a gép külső formáját és szerkezeti elrendezését befolyásolja. Az elrendezés lehet vízszintes vagy függőleges. A beépítési körülmények (szivattyútér geometriája, csővezetékek, stb.) határozzák meg, hogy melyik tengelyelrendezés az előnyösebb.

Az egyfokozatú, radiális átömlésű gépeknél a vízszintes tengelyelrendezés a leggyakoribb. Függőleges tengelyű beépítést ezeknél a típusoknál általában akkor alkalmaznak, ha a kielégítő szívóképesség miatt a szivattyút a szívótér folyadékszintje közelébe vagy az alá (aknába) kell építeni. Jellemzően a félaxiális és axiális szivattyúknál alkalmazzák a függőleges tengelyű beépítést, a korlátozott szívóképesség miatt. A bűvár- és merülőszivattyúk szintén tipikus függőleges tengelyű gépek.

1.1.4. Osztályozás a nyomótér kialakítása szerint

A járókereket övező nyomótér, radiális és bizonyos határig félaxiális átömlésű, egyfokozatú, valamint kettős beömlésű szivattyúknál szinte minden esetben *csigaház alakú*. A nagy átmérőjű, nagy teljesítményű gépeknél a járókerék után vezetőlapátokat szoktak elhelyezni a csigaházban, elsősorban szilárdsági okokból (a csigaház „kinyílása” ellen).

A többfokozatú szivattyúknak többnyire *hengeres nyomótere* van, vezető és a következő fokozatba visszavezető lapátózással. Az utolsó fokozatot többnyire vezetőlapátokkal ellátott *gyűrű, vagy torus alakú nyomótér* követi, de a nagyteljesítményű, többfokozatú szivattyúk utolsó fokozata után gyakran csigaház alakú nyomóteret alakítanak ki.

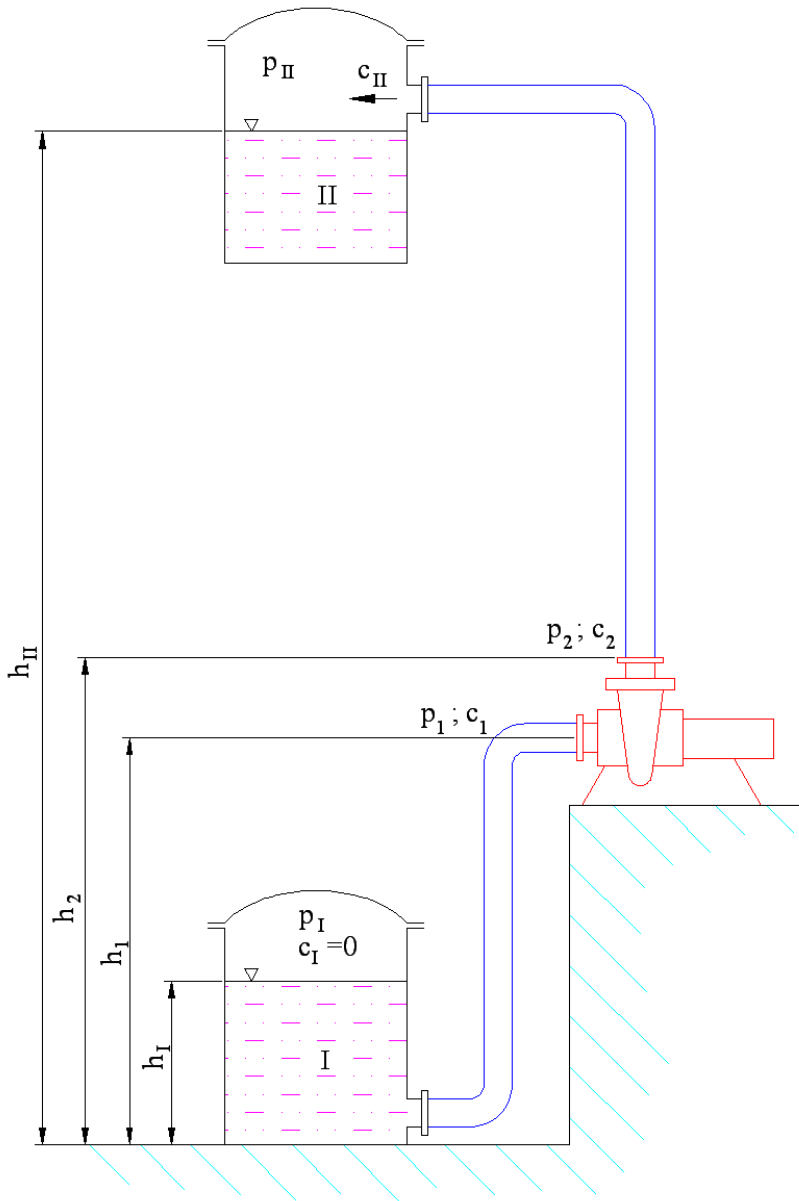
A félaxiális szivattyúknak jellemzően ferdeházas nyomótere van, míg az axiális gépeknél a henger alakú nyomótér használatos. Mindkét típusú járókeréknél vezetőlapátok (előbbinél félaxiálisan induló és axiálisan végződő, az utóbbinál végig axiális) találhatóak a kerék előtt és mögött is. A járókerék mögötti vezetőlapátok után a nyomótér hengeres köpennyel és ívelt csövön keresztül nyomócsonkkal végződik.

1.2. Elméleti alapok

Az örvényszivattyúk elméleti alapjainak leírásánál feltételezzük az örvénygépek áramlástan elméleti alapjainak ismeretét, melyet a Járművek Hő- és Áramlástechnikai Berendezései I. című tantárgyban, és a hozzá tartozó jegyzetben mutattunk be.

1.2.1. Szállítómagasságok

Amint azt korábban definiáltuk, a szivattyú feladata, hogy mechanikai munka árán az összenyomhatatlannak tekintett folyadék munkaképességét növelje.



1.2.1. ábra: A szivattyú-berendezés munkavégzése

Vizsgálhatjuk a kérdést a szállított közeg és a szivattyú oldaláról is. A közeg oldaláról nézve, a folyadék hasznos munkavégző képességének növekedésére vagyunk kíváncsiak, a szivattyú nyomó- és szívócsonkja között. Ezt az áramlástanból ismert Bernoulli – entalpia – növekedéssel, vagyis a szivattyú *hasznos fajlagos munkájával* jellemezhetjük.

$$w_h = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g \cdot (h_2 - h_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho} \quad (1.2.1)$$

Amennyiben a folyadék munkaképességének növekedését nem tömegegységre, hanem súlyegységre vonatkoztatjuk, az ún. *manometrikus szállítómagasság*ot kapjuk.

$$H = \frac{w_h}{g} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g} + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + (h_2 - h_1) \quad (1.2.2)$$

A szivattyú szemszögéből vizsgálva, a folyadék munkavégző képességének növeléséhez a közeg összentalpiájának megváltoztatása szükséges. Ez nem lehet egyenlő a szivattyú hasznos munkájával, hiszen a járókerék átadja a folyadéknak azt az energiát is, ami a gép belsejében az átáramlás során fellépő veszteségeket fedezi. Meg kell jegyezzük, hogy az összenyomhatatlan közegeknél sűrűségváltozással nem kell számolnunk, így az említett, gépen belüli veszteségeket áramlástan, súrlódási veszteségeknek tekintjük. Szintén a nyomásnövekedés $\rho = \text{áll.}$ feltételéből (azaz a folyadék hőmérséklete a nyomásnövekedés miatt nem változik) következik, hogy a szivattyút hőszigetelt rendszernek tekinthetjük.

A korábban definiált, a közegnek átadott hasznos fajlagos munka eléréséhez a szivattyú járókerékének az ún. *elméleti fajlagos munkát* kell közölnie a folyadékkal.

$$w_e = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g \cdot (h_2 - h_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + w' \quad (1.2.3)$$

Az átadott energiát tömegegység helyett súlyegységre vonatkoztatjuk, a szivattyú *elméleti szállítómagasságát* kapjuk.

$$H_e = \frac{w_e}{g} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g} + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + (h_2 - h_1) + h' \quad (1.2.4)$$

Ahol h' (illetve w') a közegnek a szivattyún történő átáramlásakor fellépő súrlódási energiaveszteség.

A manometrikus és az elméleti szállítómagasság hányadosa a szivattyú hidraulikai hatásfoka:

$$\eta_h = \frac{H}{H_e} \quad (1.2.5)$$

A szivattyú egymagában azonban a legtöbbször nem tudja ellátni a szállítási feladatot, hanem a hozzá kapcsolt csőhálózaton keresztül juttatja el a folyadékot a rendeltetési helyére. Érdemes ezért definiálnunk a *szivattyú – berendezés szállítómagasságát*, amely a közeg munkavégző képességének növekedését mutatja meg a szállítási feladat kiindulási és végpontja között. Az 1.2.1. ábrán bemutatott szállítási feladatot feltételezve a szivattyú – berendezés szállítómagassága:

$$H_{ber} = \frac{c_{II}^2 - c_I^2}{2g} + \frac{p_{II} - p_I}{\rho \cdot g} + h_{II} - h_I \quad (1.2.6)$$

A kifejezésből látszik, hogy a szállítási feladat jellege fogja meghatározni, hogy a folyadék munkavégző képessége milyen energetikai formában jelenik meg. Például a belsőégésű motoroknál „vízpumpaként” emlegetett keringető szivattyúnál, vagy egy kazán tápszivattyújánál a szintkülönbség szerepe elhanyagolható, a szivattyú – berendezés szállítómagasságát elsősorban a nyomáskülönbség fogja meghatározni. Viszont egy bűvárszivattyúnál a szállítómagasságot a szintkülönbség fogja meghatározni.

A gyakorlatban sokszor a nyomócsőből kilépő folyadék kinetikai energiáját nem hasznosítjuk (, pl. amikor a szivattyú egy tartályt tölt fel), így a folyadék c_{II} sebessége nem része a hasznos munkavégző képességnek, azaz kilépési veszteségként tekintünk rá. A szivattyú – berendezés szállítómagassága helyett ezért gyakran használjuk az ún. *statikus szállítómagasságot*:

$$H_{st} = \frac{p_{II} - p_I}{\rho \cdot g} - \frac{c_I^2}{2g} + h_{II} - h_I = H_{ber} - \frac{c_{II}^2}{2g} \quad (1.2.7)$$

A szivattyú – berendezés szállítómagassága vagy a statikus szállítómagasság természetesen nem egyezhet meg a szivattyú manometrikus szállítómagasságával, hiszen a gépnek le kell győznie a szívó és nyomóvezeték

összes ellenállását és veszteségeit. Tehát a szállításhoz szükséges manometrikus szállítómagasság:

$$H = H_{ber} + h'_{sz} + h'_{ny} = H_{st} + h'_{sz} + h'_{ny} + \frac{c_H^2}{2g} \quad (1.2.8)$$

A Járművek Hő- és Áramlástechnikai Berendezései I. c jegyzetben részletesen tárgyaltuk már, hogy a szivattyú elméleti szállítómagasságát végtelen lapátszámot feltételezve az Euler – turbinaegyenlettel tudjuk meghatározni.

$$H_{\infty} = \frac{c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1}{g} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (1.2.9)$$

Illetve a véges lapátszám figyelembe vételére az ún. perdületapadási tényezőt használtuk.

$$H_e = \lambda \cdot H_{\infty} \quad (1.2.10)$$

Mindezek alapján a szivattyú manometrikus szállítómagassága és az Euler – turbinaegyenlet közötti kapcsolat:

$$H = \eta_h \cdot \lambda \cdot H_{\infty} \quad (1.2.11)$$

Mindezek alapján tehát a szállítómagasságok tekintetében felírható a következő reláció:

$$H_{st} < H_{ber} < H < H_e < H_{\infty}$$

1.2.2. Teljesítmények és veszteségek

A szivattyú tervezése során a szállítási feladat végrehajtásához szükséges manometrikus szállítómagasság és térfogatáram segítségével meghatározhatjuk az áramló közeg energiatartalmának növelésére fordított *hasznos teljesítményt*.

$$P_h = \dot{V} \cdot \rho \cdot g \cdot H \quad (1.2.12)$$

A járókerék tengelyén bevezetett teljesítmény:

$$P = M \cdot \omega \quad (1.2.13)$$

ami nagyobb, mint a hasznos teljesítmény, hiszen

- a szivattyún átáramló folyadék áramlási veszteségeit is fedeznünk kell, azaz a manometrikus szállítomagasság helyett a szivattyú elméleti szállítomagasságával kell számolnunk (lásd előző fejezet).
- a járókerék tengelyén be kell vezetnünk a járókerék külső felületén jelentkező súrlódási ellenállás (tárcsasúrlódás) energiaveszteségét. Ezt a tárcsasúrlódási energiaveszteség (súlyegységre vonatkoztatva) és az elméleti szállítomagasság között kapcsolatot teremtő, ún. tárcsasúrlódási tényezővel tehetjük meg.

$$v_T = \frac{H'_T}{H_b} = \frac{H'_T}{H_e + H'_T} \quad (1.2.14)$$

- az örvénygépekben a járókerék és a ház közötti résen, a szállított közeg egy része (\dot{V}_r) a nyomótérből visszaáramlik a szívótérbe. Tehát a járókeréken a hasznos térfogatáramnál (\dot{V}) nagyobb közeget kell átvezetni, így a járókerék teljesítményigénye is nagyobb. A hasznos és a járókeréken átáramló térfogatáram hányadosát volumetrikus hatásfoknak nevezzük.

$$\eta_v = \frac{\dot{V}}{\dot{V} + \dot{V}_r} \quad (1.2.15)$$

- a csapágyaknál és tengelytömítéseknél fellépő súrlódási (mechanikai) veszteségeket is fedeznünk kell a járókerék tengelyén bevezetett teljesítménnyel, azaz a szivattyú mechanikai hatásfokával is számolnunk kell (η_m).

A folyadéknak a járókeréken átadott teljesítmény tehát:

$$P_j = (\dot{V} + \dot{V}_r) \cdot \rho \cdot g \cdot H_e \quad (1.2.16)$$

Illetve a járókerék mechanikai veszteségek nélküli, ún. belső teljesítménye:

$$P_b = (\dot{V} + \dot{V}_r) \cdot \rho \cdot g \cdot (H_e + H'_T) \quad (1.2.17)$$

Végül a járókerék tengelyén bevezetett teljesítmény:

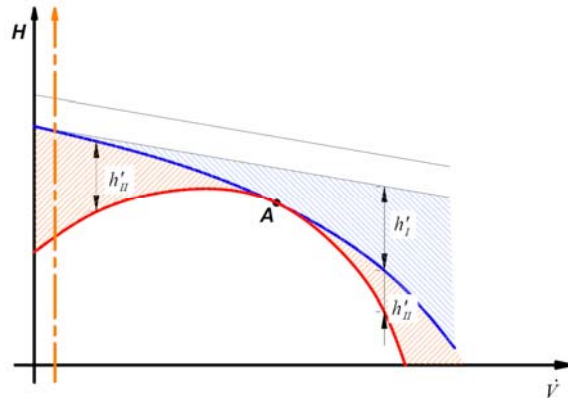
$$P_t = \eta_m \cdot [(\dot{V} + \dot{V}_r) \cdot \rho \cdot g \cdot (H_e + H'_T)] = \eta_\delta \cdot P_h \quad (1.2.18)$$

Ahol a szivattyú teljes hatásfoka:

$$\eta_o = \frac{P_h}{P_t} = \eta_h \cdot \eta_v \cdot (1 - v_T) \cdot \eta_m \quad (1.2.19)$$

1.2.3. Jelleggörbe

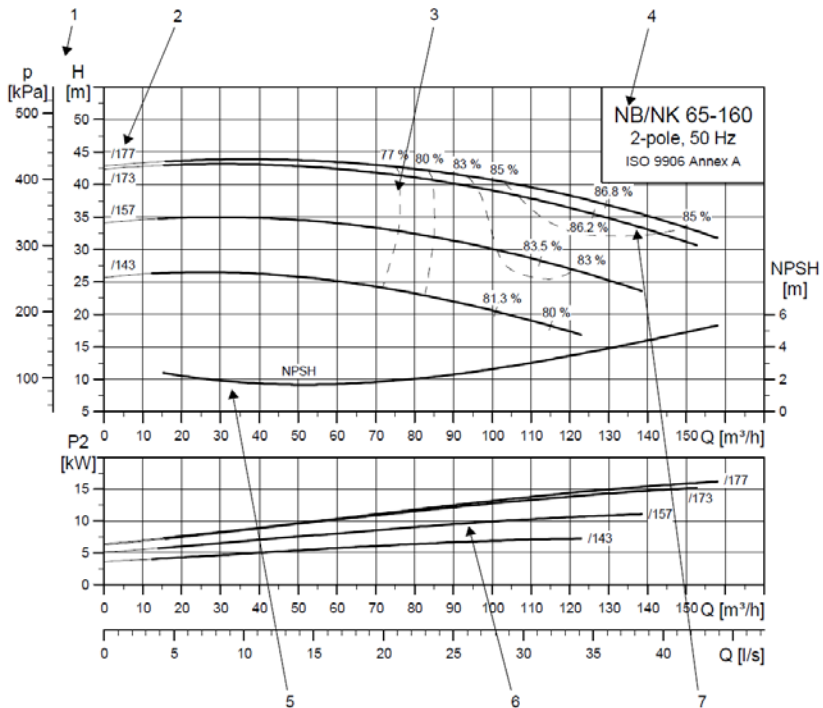
A szivattyúk jelleggörbéjében a folyadéknak átadott hasznos munkavégző képesség növekményt ábrázoljuk a szállított térfogatáram függvényében. Az Euler turbinaegyenlettel leírható áramlástechnikai gépek, így az örvényszivattyúk jelleggörbéinek részletes tárgyalását a Járművek Hő – és Áramlástechnikai Berendezései I. című jegyzetben már megtettük. Ismertettük, hogy az ideális, végtelen lapátszámú járókerékkel rendelkező szivattyúk jelleggörbéi lineárisak, radiális lapátozásnál zérus, előrehajlónál pozitív, hátrahajló lapátozásnál pedig negatív meredekségűek. Az említett jegyzetben már megjegyeztük, de itt külön kihangsúlyozzuk, hogy a cseppfolyós halmazállapotú folyadékokat szállító örvényszivattyúknál legtöbbször a hátrahajló, vagy legfeljebb a radiális lapátozású járókereket alkalmazzuk. Igaz ugyan, hogy az előrehajló lapátozással nagyobb szállítómagasság érhető el (lásd az említett jegyzet reakciófokról szóló fejezetét), azonban ezt a járókerék-lapátok kilépő, abszolút sebességének növelésével érjük el. A sebesség növelése azonban a szivattyúknál nem kívánatos, hiszen a szivattyú utáni áramlástani veszteségek (a csőrendszer veszteségei) a sebességgel négyzetesen növekednek, illetve a legtöbb esetben a szivattyú berendezés kilépő sebessége (c_{II}) haszontalan a számunkra. A járókerék-ház diffúzoros kialakításával a járókerékből kilépő folyadék kinetikai energiáját ugyan át tudjuk alakítani nyomási energiává, azonban a nagy sebességek és a cseppfolyós folyadékok gázokhoz képesti nagy viszkozitása miatt a diffúzor veszteségek jelentősek, így a szivattyú hidraulikai hatásfoka előrehajlított lapátozás esetén meglehetősen rossz. Az említett jegyzetben bemutattuk azt is, hogy a szivattyút jellemző (az előző fejezetben említett) veszteségek és hatásfokok miként értelmezhetőek és hogyan alakítják ki a szivattyú valóságos üzemi jelleggörbéjét.



forrás: [1.5]

1.2.2. ábra: Örvényszivattyú jelleggörbéi, veszteségek

A szivattyúgyártók által megadott üzemi jelleggörbék általában a következő adatokat tartalmazzák.



forrás: Grundfos

1.2.3. ábra: Örvényszivattyú üzemi jelleggörbéje

A gyártók az egyes jellemzőket a szállított folyadékmennyiség függvényében ábrázolják (jelölése lehet: \dot{V} , Q , q_v), melyet általában m^3/h vagy liter/s dimenzióban adnak meg. Az SI mértékegység – rendszer szerinti m^3/s dimenzió ritka. Az ábrázolt hasznos munkavégző képességet (az ábrán 1-el jelölve) a manometrikus szállítómagassággal adják meg, amely víz közeg szállítására érvényes. Amennyiben a szivattyú alkalmas más Newtoni közegek szállítására is, a hasznos fajlagos munkát nyomás dimenzióban (Pa vagy bar) is feltüntetik. A szivattyú kiválasztásánál mindig ügyeljünk arra, hogy a berendezés alkalmas legyen a közeg szállítására (pl. korrozív vagy gyúlékony közegek). Hogyha a gyártó azonos geometriájú, de eltérő átmérőjű járókerekeket is kínálja az adott szivattyútípusnál, akkor ezek jelleggörbéit gyakran ábrázolják ugyan azon diagramban (az ábrán 2-vel jelölve a járókerék átmérők és 7-vel a jelleggörbék). A szivattyú optimális illesztése érdekében a jelleggörbék mellett az egyes összehatásfok értékekhez tartozó, az alakjuk miatt kagylógörbéknek nevezett görbéket is ábrázolják (az ábrán 3-mal jelölve). Természetesen a szivattyú típusát, a meghajtó motorral egybeépített esetben a motor jellemzőit (a szivattyú fordulatszámára utal) is meg kell adni (az ábrán 4-el jelölve). A gyártói diagramokban szerepel még a jegyzetben később tárgyalt, a szivattyúra jellemző belső dinamikus nyomásesés (NPSH), mely a szivattyú - berendezés szívó ágának megtervezéséhez szükséges, fontos információ (az ábrán 5-el jelölve). Az energetikai számításokhoz segítségképpen szinte mindig közlik a szivattyú tengelyteljesítmény – igényét, vagy motorral egybeépített szivattyúnál az motor teljesítményét (az ábrán 6-tal jelölve).

1.2.4. Jellemző mennyiségek, dimenziótlan tényezők

Az örvényszivattyúk pontos jelleggörbéit csak kísérleti úton lehet meghatározni, mindek során egy adott geometriai méretű járókerék egy bizonyos fordulatszámhoz tartozó $H(\dot{V})$ függvényét mérjük ki. A mérnöki gyakorlatban azonban gyakran előfordul, hogy a méréstől eltérő fordulatszámokon kívánjuk üzemeltetni a szivattyút, és a járókerék méretarányos növelésére ill. csökkentésére is felmerülhet az igény (pl. a jobb hatásfok érdekében). A mért jelleggörbe ilyenkor nem használható, azonban az áramlástanban tanult hasonlósági feltételek (geometriai, mozgástani és erőtani hasonlóság) teljesülése esetén definiálhatunk dimenziótlan, jellemző mennyiségeket, melyek az adott geometriájú járókerékre jellemzőek a méréstől eltérő fordulatszámánál és méretarányánál.

A jellemző mennyiségek meghatározásához először definiálnunk kell a

járókerék azon referencia paramétereit, melyekkel a méréssel meghatározott jelleggörbét dimenziótlaníthatjuk. Ezek a következők.

A járókerék külső lapátélének mértani középátmérője:

$$D_K = \sqrt{0,5 \cdot (D_k'^2 + D_k''^2)} \quad (1.2.20)$$

A járókerék külső lapátélének középátmérőjén a kerületi sebesség:

$$u_k = \pi \cdot n \cdot D_k \quad (1.2.21)$$

Mindezek után a szállítómagasság helyett a *nyomásszámot*,

$$\psi = \frac{2gH}{u_k^2} \quad (1.2.22)$$

és a szállított folyadékmennyiség helyett a *mennyiségi számot*

$$\varphi = \frac{4\dot{V}}{D_k^2 \cdot \pi \cdot u_k} \quad (1.2.23)$$

ábrázolva, egy gépre az univerzális jelleggörbét kaphatjuk.

A nyomásszám és a mennyiségi szám egyenlősége két gépen akkor lehetséges, ha a két geometriailag hasonló gépnél az áramlásban a mozgástani hasonlóság is megvan. Ez azt jelenti, hogy a két gép egymásnak megfelelő pontjában a sebességi háromszögek hasonlóak.

A gyakorlati számítások egyszerűbbek, ha a nyomás- és mennyiségi számot az n fordulatszámmal és a D_k átmérővel definiáljuk. Ez csupán annyit jelent, hogy a korábbi ψ és φ meghatározásában az u_k kerületi sebesség kifejezését használjuk és a kapott konstans szorzókat elhagyjuk.

A nyomásszám:

$$\psi_{n,D} = \frac{gH}{n^2 D_k^2} \quad (1.2.24)$$

A mennyiségi szám:

$$\varphi_{n,D} = \frac{\dot{V}}{D_k^3 \cdot n} \quad (1.2.25)$$

Szükségünk van azonban egy olyan mennyiségre is, amely a ψ és φ dimenziótlan mennyiségekben rejlő információkat egyesíti magában, tehát geometriai és mozgástani hasonlóság esetén azonos, különben ψ és φ értékeitől függő különböző értéket ad.

A nyomásszámból kifejezve a fordulatszámot kapjuk a

$$n = \sqrt{\frac{g \cdot H}{\psi_{n,D} \cdot D_k^2}} \quad (1.2.26)$$

egyenletet, azonban a D_k átmérőt a mennyiségi számból számítva

$$D_k = \sqrt[3]{\frac{\dot{V}}{\varphi_{n,D} \cdot n}} \quad (1.2.27)$$

a fordulatszám a dimenziótlan tényezők, a szállított folyadékmennyiség és a szállítómagasság segítségével számítható.

$$n = \varphi_{n,D}^{1/2} \cdot \psi_{n,D}^{-3/4} \cdot \dot{V}^{-1/2} \cdot (g \cdot H)^{3/4} = n_q^* \cdot \dot{V}^{-1/2} \cdot (g \cdot H)^{3/4} \quad (1.2.28)$$

A nyomás- és mennyiségi szám hatványának szorzatát (n_q^*) jellemző fordulatszámunk nevezik, amely csak nevében fordulatszám, valójában az örvénygép típusára, méretarányára jellemző mennyiség. Definíció szerint a jellemző fordulatszám azon járókerék fordulatszáma, amely hozzá tökéletesen hasonlít és 1m magasra 1m³/s folyadékot szállít.

A szakirodalomban jelenleg a jellemző fordulatszámot nem az

$$n_q^* = n \cdot \dot{V}^{1/2} \cdot (g \cdot H)^{-3/4} \quad (1.2.29)$$

alakban szokták használni, hanem a g nehézségi gyorsulás hatványát is bevonják a tényező értékébe és a percenkénti fordulatra vonatkoztatják.

$$n_q = n \cdot \dot{V}^{1/2} \cdot H^{-3/4} \quad (1.2.30)$$

A járókerekek osztályozásánál már bemutattuk (1.1.1. táblázat), hogy az alacsonyabb jellemző fordulatszám a radiális átömlésű járókerekekre, míg a nagyobb értékek az axiális átömlésű járókerekekre jellemzőek. Tehát a folyadék szállítási feladat által megkövetelt térfogatáram és szállítómagasság utal a megfelelő járókerék-típusra.

A jellemző fordulatszámmal kapcsolatban megjegyezzük még, hogy $n_q < 50$ esetében nem feltételezhetjük a szivattyú járókerék lapátjának belépő részén a perdületmentes belépést, mert a járókerék forgása visszahat a csőben áramló folyadékra, és megforgatja (előperdíti) azt.

1.3. Örvényszivattyú üzemi jellemzői

1.3.1. Munkapont

Egy folyadékcszállító berendezés (szivattyú berendezés) a közeg-szállítási feladatot mindig a szivattyú és a hozzá kapcsolt csővezeték közös munkapontjában végzi. A munkapont annál a térfogatáramnál alakul ki, ahol a csővezeték szállítómagasság-igénye megegyezik a szivattyú által szolgáltatott szállítómagassággal.

A csővezeték szállítómagasság-igénye a korábban megismert statikus szállítómagasságból (H_{st}) és a csővezeték áramlási veszteségeinek legyőzéséhez szükséges munkából ($h'_{cs} = h'_{sz} + h'_{my}$) tevődik össze.

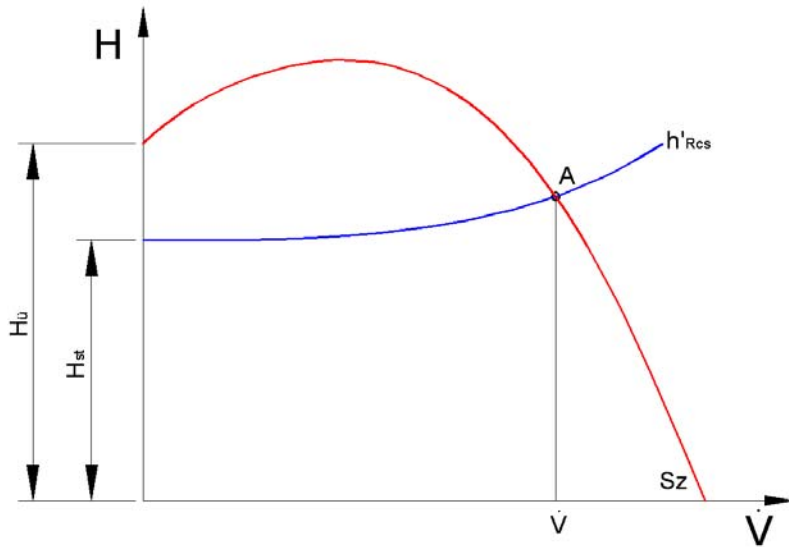
Áramlástanból ismert, hogy a csővezeték hidraulikai ellenállása felírható az egyenes csőszakaszok (i) súrlódási és a csőszerelvények (j) áramlási veszteségének összegeként:

$$h'_{cs} = \left(\lambda \cdot \frac{\sum_i l_i}{d_H} + \sum_j \xi_j \right) \cdot \frac{c^2}{2 \cdot g} \quad (1.3.1)$$

Látható, hogy a csővezeték vesztesége a térfogatáram négyzetével arányos, így a csővezeték szállítómagasság-igénye, azaz jelleggörbéje:

$$h'_{Rcs} = H_{st} + h'_{cs} = H_{st} + K \cdot \dot{V}^2 \quad (1.3.2)$$

A szivattyú jelleggörbéjét a csővezeték jelleggörbéjével közös diagramban ábrázolva a két görbe metszéspontja határozza meg a szállított folyadék mennyiségét, tehát ez a metszéspont lesz a szivattyú-berendezés munkapontja.



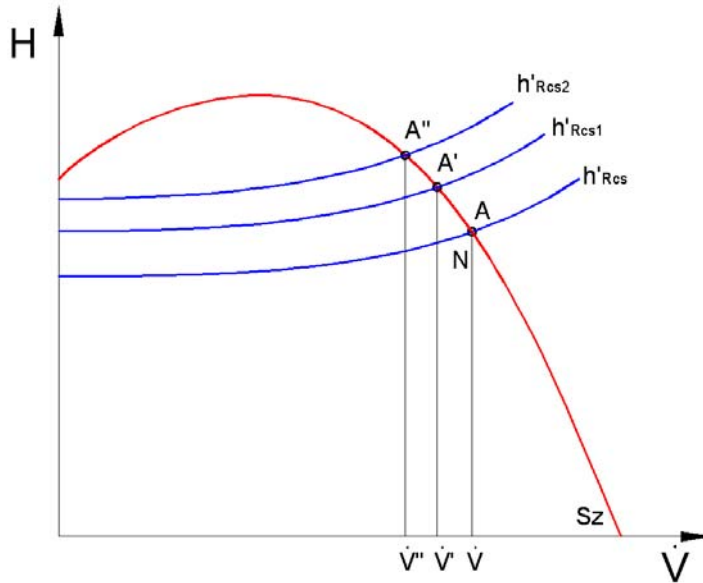
1.3.1. ábra: Szivattyú-berendezés munkapontja

Helyesen méretezett szivattyú és hozzá kapcsolódó csőrendszer esetén a munkapont (A) a megkívánt térfogatáramnál és a szivattyú legjobb hatásfokú üzeménél alakul ki.

1.3.2. A jelleggörbe stabilis és labilis ága

A szivattyú-berendezés munkapontját szivattyú és a hozzá kapcsolt csővezeték a statikus jelleggörbék metszéspontjába definiáltuk. A jelleggörbék azonban nem statikusak.

Például egy hidrofor feltöltése során a csővezeték jelleggörbéje folyamatosan változik, hiszen a hidroforban lévő víz felszíne fölötti légpárna térfogata folyamatosan csökken, így a p_{II} nyomás, azaz a H_{st} statikus szállítómagasság növekedik. A szivattyú-berendezés munkapontja ezáltal felfelé vándorol, a szállított folyadékmennyiség pedig folyamatosan csökken addig, amíg a hidrofor tartály megtelik és a szintérezékelő kapcsoló lekapcsolja a szivattyút.



1.3.2. ábra: A munkapont vándorlása egy hidrofor feltöltésekor

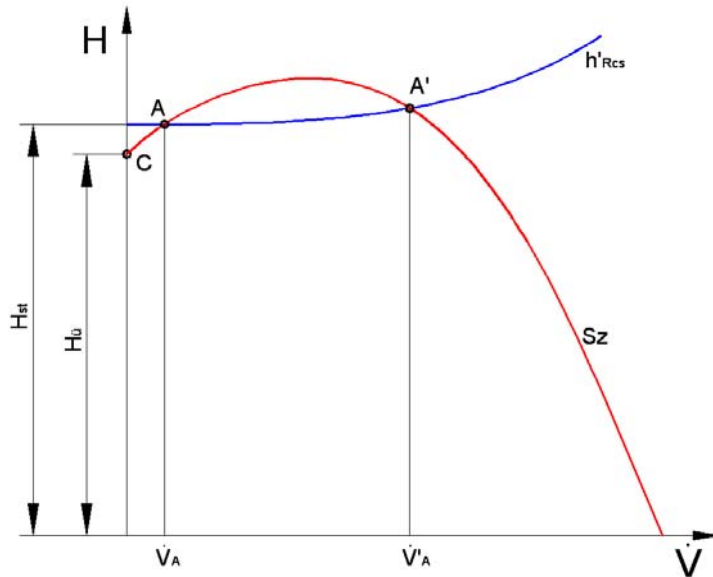
A csővezeték jelleggörbéjéhez hasonlóan a szivattyú jelleggörbéje is ingadozhat, például belsőégésű motorral történő hajtásnál vagy elektromotornál a hálózat frekvencia-ingadozása miatt.

Kijelenthetjük tehát, hogy mind a csővezeték, mind a szivattyú jelleggörbéje, így a munkapont is változik az üzem során.

Stabil munkapontnak nevezzük a munkapontot amennyiben a gép üzemi állapotának (jelleggörbék) bármilyen irányú megzavarása (a munkapont elvándorol) után az eredeti üzemi állapot áll be, ha megszűnik a zavarás.

A stabil munkapont a csővezeték szigorúan monoton növekvő jelleggörbéje miatt csak szigorúan monoton csökkenő szivattyú jelleggörbe esetén jöhet létre. Tételezzük fel például, hogy egy szelep zárása miatt a csővezeték a korábbi üzemhez képest nagyobb szállítómagasságot igényel. A szivattyú azonban nem tudja biztosítani ezt az energiát, így a szállított közegmennyiség csökkenni fog, egészen addig, amíg az új munkaponthoz tartozó térfogatáramnál a szolgáltatott és az igényelt szállítómagasság meg nem egyezik.

A szivattyú jelleggörbéje azonban sok esetben olyan, hogy az üresjáratú szállítómagasságból ($\dot{V} = 0$) kiindulva a folyadékcsállítás növekedésével egy szakaszon a szállítómagasság is növekszik, majd a görbe tetőpontja után csökken. Az ilyen szivattyúkat labilis jelleggörbéjű szivattyúnak nevezzük.



1.3.3. ábra: Labilis jelleggörbájű szivattyú munkapontjai

Az ábrán egy labilis jelleggörbájű szivattyú és egy, az üresjáratú szállítómagasságnál nagyobb statikus szállítómagasságú csővezeték együttműködését ábrázoltuk. Látható, hogy a csővezeték jelleggörbe két munkapontot is kimetszhet. Amennyiben a szivattyú jelleggörbe orrpont utáni, csökkenő ágában (stabil ág) alakul ki a munkapont (A'), akkor az a korábban bemutatott okokból stabil lesz. Amennyiben a munkapont a szivattyú jelleggörbe növekvő ágában (labilis ág) alakul ki, akkor *instabil munkapontnak* (A) nevezzük. Ehhez a munkaponthoz tartozó üzemiállapot bármely megzavarása után, a zavarás megszűntével nem áll újra be az eredeti üzemiállapot. Például ha valamilyen okból a folyadékcsatlakozás lecsökken, a csővezeték szállítómagasság igénye nagyobb a szivattyú szállítómagasságánál, a folyadékcsatlakozás tovább lassul, majd rövid idő múlva megszűnik. Viszont ha a folyadékcsatlakozás megnő, a szivattyú az igényelt szállítómagasságnál nagyobb tud teljesíteni, így a folyadékcsatlakozás tovább növekszik, míg a rendszer át nem billen a stabil ágban kialakuló munkapontba (A').

A szivattyú-berendezés tervezésénél tehát ügyelnünk kell arra, hogy labilis munkapont ne alakulhasson ki az üzem során. A labilis munkapont elkerülésének lehetőségei:

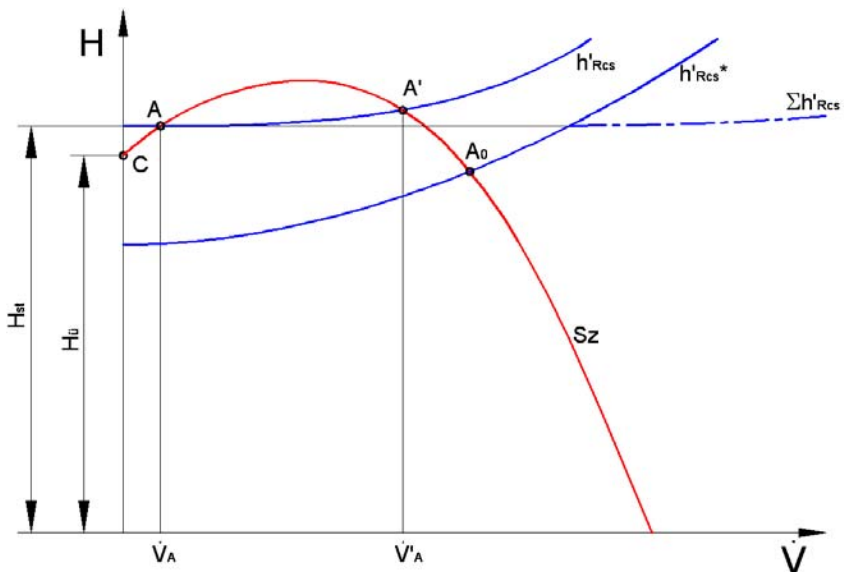
- Instabil ág a radiális átömlésű szivattyúknál csak az egyszeres görbületű lapátokkal rendelkező járókerekek esetében tapasztalható.

tó, ezért ha fennáll a labilis munkapont kialakulásának veszélye, válasszunk többszörös görbületű lapátokat.

- A labilis jelleggörbe-ág csökkentése érdekében kis lapátszámú járókereket érdemes alkalmazni.
- Amennyiben a szivattyú vezetőkeres kivitel, alkalmazzunk nagy vezető- és járókerék közti rést és ha lehetőség van rá használjunk állítható vezetőkerék-lapátokat.
- Nagy jellemző fordulatszám (n_q) esetén ritkán fordul elő instabil munkapont.

1.3.3. A szivattyú indítása

A labilis jelleggörbéjű szivattyúk vizsgálatakor logikusan felmerül a kérdés, hogy a szivattyú jelleggörbéjét két helyen (egy labilis és egy stabil munkapontban) metsző csővezeték jelleggörbe esetén hogyan lehet elindítani, üzemeltetni a szivattyút. Hiszen az ábrán bemutatott esetben a folyadék szállítás meg sem tud indulni, mivel a szivattyú indításakor ($\dot{V} = 0$) a az igényelt szállítomagasság nagyobb, mint a rendelkezésre álló. A berendezés indítását ekkor a csővezeték jelleggörbe módosításával tehetjük meg. Ez általában a csővezetékre párhuzamosan kötött, úgynevezett megkerülő ággal lehetséges (lásd még a szabályozásról szóló fejezetben).

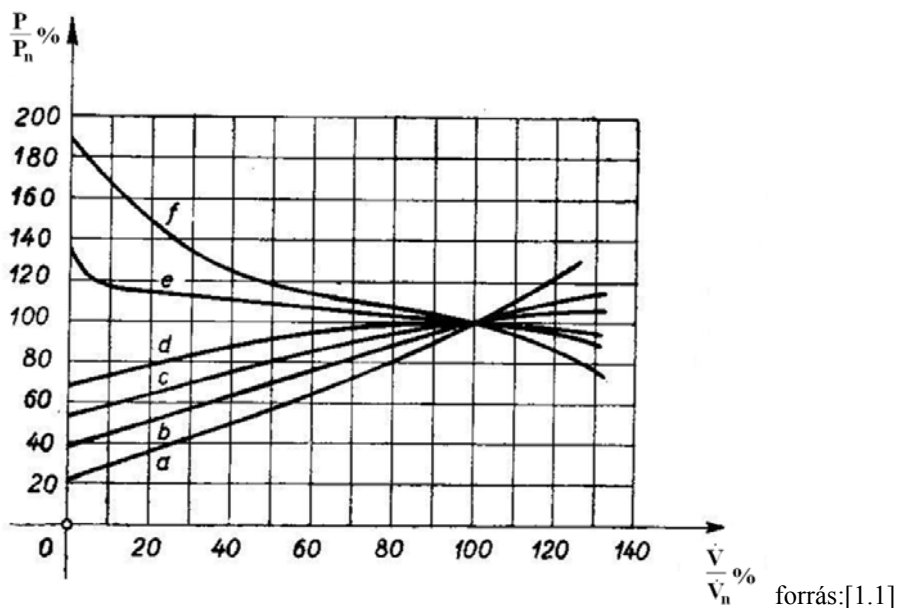


1.3.4. ábra: Szivattyúindítás instabil jelleggörbénél

Az indítás során a megkerülő ág ($h'_{rcs}*$) teljesen nyitva van, ezáltal az A_0 munkapont alakul ki, azonban az üzemi csővezetékben folyadékszállítás még nincsen. A megkerülő ág fokozatos elzárása közben a munkapont az A' stabil munkapontba vándorol, és megvalósul a kívánt folyadékszállítás. A megkerülő ág zárását azonban fokozatosan kell megtenni, mivel egy hirtelen záraskor nem kívánatos lengések léphetnek fel a csőrendszerben, ami könnyen az instabil munkapontba lökheti az üzemet, melyből egy újabb megzavarás hatására kibillenve, a folyadékszállítás megszűnik.

Az örvényszivattyúkra általában jellemző, hogy a szívócső és a járókerékház a berendezés leállításakor leürül. Újraindításkor a járókerék „a levegőben forog”, úgynevezett száraz üzemben működik. Mivel a levegő sűrűsége jóval kisebb mint a szállított folyadéké (valamint összenyomható), a szivattyú egy bizonyos szívómélység felett már nem képes felszívni a folyadékot a szívócsövön keresztül, és nem indul meg a folyadékszállítás. A szivattyú szárazon futása a szerkezetre is káros lehet, hiszen a belső alkatrészek a folyadék kenése nélkül sűrűsödhetnek és idővel berágódnak. Ezért az örvényszivattyúk szárazon, vagy le nem légtelenített állapotban történő indítása tilos. Csak olyan gépek indíthatók szárazon, amelyeknél a gyártó ezt külön megengedi. Az ilyen, úgynevezett nem önfelszívó típusú szivattyúknál a járókerék-házon, vagy a nyomócsonknál található egy feltöltő szelep, melyen keresztül a szivattyúházat és a szívócsövet az indítás előtt kívülről fel lehet tölteni. Természetesen a feltöltés feltétele, hogy a szívócső végén egy visszacsapó szelep (lábszelep) legyen elhelyezve, mely megakadályozza a feltöltő folyadék elfolyását. A lábszelep igen egyszerű felépítésű, a lehető legkisebb áramlási ellenállású szerkezet, ezért a tömitése nem tökéletes. Így amennyiben a szivattyú huzamosabb ideig üzemen kívül van, a lábszelep ellenére leürülhet a szívócső. Itt látható, hogy a térfogatkiszorítás elvén működő szivattyúk egyik nagy előnye az örvényszivattyúkkal (a legtöbb típussal) szemben, hogy önfelszívóak, és a szívóág leürülése esetén is megindul a folyadékszállítás.

A szivattyúk indításakor figyelembe kell még venni az indítási motorteljesítmény-igényt is, hiszen még egy jól méretezett villanymotort is leégethetünk a helytelen indítással. A következő ábrán különböző jellemző fordulatszámú gép névleges teljesítményigényéhez viszonyított teljesítményfelvételét mutatjuk be a névleges térfogatáramhoz viszonyított térfogatáram függvényében.



	a	b	c	d	e	f
n_q	~16	21	34	71	110	220

1.3.5. ábra: Örvénygépek teljesítményfelvétele

Mint látható, a különböző jellemző fordulatszámú gépeknél jelentős eltérések mutatkoznak, különösen az indításnál ($\dot{V} = 0$). A kis jellemző fordulatszámú szivattyúknál a térfogatáram növekedésével a szükséges motorteljesítmény is növekszik, és a legkisebb teljesítményfelvétel a $\dot{V} = 0$ térfogatáramnál van. A nagy jellemző fordulatszámú gépeknél viszont pontosan fordított a teljesítményigény alakulása, és a $\dot{V} = 0$ térfogatáramhoz a legnagyobb teljesítményfelvétel tartozik.

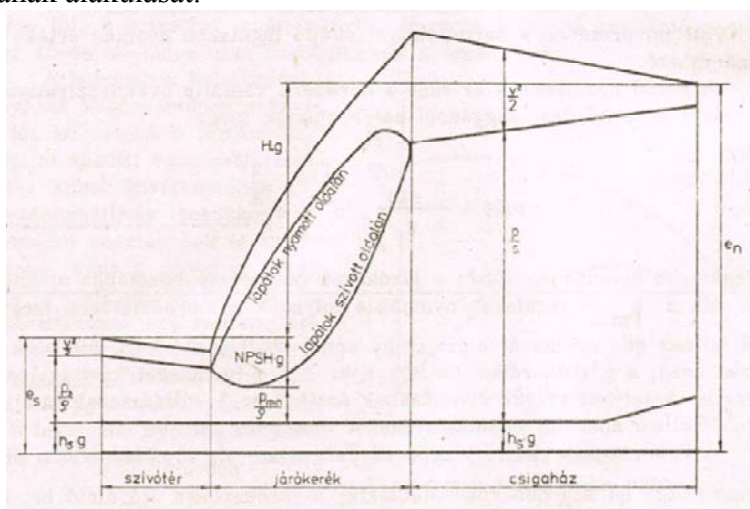
Kis jellemző fordulatszámú szivattyúknál (jellemzően a radiális átömlésűek) tehát a motor túlterhelése a nyomóvezetékbe épített szelep túlságos kinyitásánál, míg a nagy jellemző fordulatszámú gépeknél (jellemzően axiális átömlésűek) a szelep túlságos bezárása esetén következhet be. Tehát a radiális gépeket zárt, az axiális szivattyúkat nyitott szeleppel (vagy tolózárral) kell indítani.

1.3.4. Szívóképesség

Egy szivattyú alkalmazhatóságának megítélésében a szállított folyadék mennyiség és a hozzá tartozó szállítómagasság mellett a gép szívóképesség

sege játssza a fő szerepet. Az örvényszivattyúk szívóképesség tulajdonságán azt értjük, hogy a szívó oldalon (a gép szívócsonkjában) milyen viszonyokat kell teremteni ahhoz, hogy a gép kavitációmentesen tudja szállítani a folyadékot.

A járókerékben kialakuló kavitáció vizsgálatához nézzük meg egy radiális átömlésű szivattyún átáramló egységnyi tömegű folyadék energiatartalmának alakulását.



forrás: [1.2]

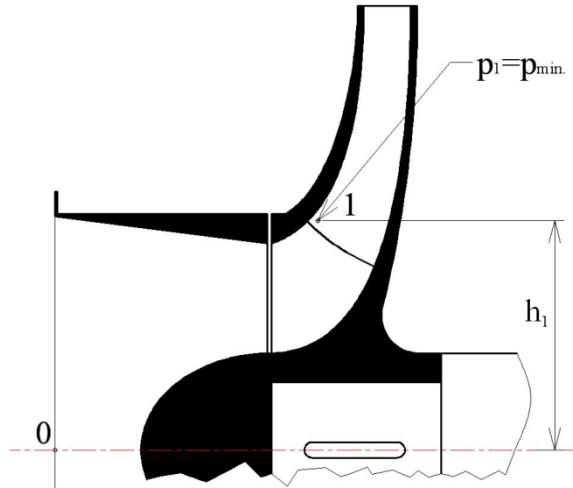
1.3.6. ábra: A szivattyún átáramló folyadék energiatartalmának alakulása

Amint az ábrán is látható, az áramlási veszteségek miatt a szívótéren átáramló folyadék munkaképessége csökken. Ez a szokásos kialakítású, állandó keresztmetszetű szívótérrel rendelkező szivattyúknál a nyomás csökkenésében jelentkezik.

A járókerékben a folyadék a munkaképességének változása attól függ, hogy a lapátok szívó vagy nyomó oldalán vizsgáljuk a közeget. A szívott oldalon a nyomás kisebb és a sebesség nagyobb, mint a nyomott oldalon.

A járókerékből kilépő folyadék sebességi energiája viszonylag nagy. A további folyadékszállítás (csővezeték) során azonban a nagy áramlási sebességek csak az áramlási veszteségeket növelnék. Ezen kívül a csővezetékben kilépő folyadék sebessége általában haszontalan a szállítás szempontjából, mivel a folyadék a tartályban lefékeződik, mozgási energiája a súrlódás révén hővé alakul. Mindezen okokból a járókereket elhagyó folyadék a bővülő keresztmetszetű csigaházba lép, ahol az áramlási veszteségek és a diffúzoros kialakítás miatt a sebessége csökken, a nyomása pedig nő.

A szivattyúban előforduló legalacsonyabb nyomás a járókerék lapátjainak szívott oldalán, a belépő él közelében van (1.3.7. ábrán az 1. pont).



1.3.7. ábra: Örvényszivattyú szívótér és járókerék meridián metszete

Kavitáció akkor alakul ki az 1-es pontban, amikor a p_1 nyomás a szállított folyadék hőmérséklete által meghatározott telítési gőznyomás (p_s) értékével egyezik meg.

Írjuk fel a Bernoulli egyenletet a járókerékkel együtt forgó koordináta rendszerben úgy, hogy az integrálás egyik végpontja a szívócsonkban, a forgástengelyen (0), a másik pedig a járókerék-lapát legalacsonyabb nyomású pontjában legyen. Tételezzük fel, hogy a relatív áramlás stacionárius:

$$\frac{\partial w}{\partial t} = 0$$

Tehát a Bernoulli egyenlet a szívócsonk és a legkisebb nyomású pont között:

$$\frac{p_0}{\rho g} + \frac{w_0^2 - u_0^2}{2g} = \frac{p_0}{\rho g} + \frac{c_0^2}{2g} = \frac{p_{\min}}{\rho g} + \left[\frac{w^2 - u^2}{2g} + h \right]_{\max} \quad (1.3.3)$$

Az egyenletben a „max” jelölés azt jelenti, hogy a szivattyúban mérhető legkisebb nyomás a járókerék-lapát azon részén fog kialakulni, ahol a folyadék kinetikai és helyzeti energiája a legnagyobb. Korábban megállapítottuk, hogy a kavitáció a járókerék lapát belépő élének legmagasabb pontjában szokott fellépni, ezért nem követünk el nagy hibát, ha a legkisebb nyomású pontnak az 1-es pontot definiáljuk, és a legnagyobb helyi

sebességeknél folytatjuk a vizsgálatot. Ekkor felírhatjuk:

$$\left[\frac{w^2 - u^2}{2g} + h \right]_{\max} \cong \frac{(w^2 - u^2)_{\max}}{2g} + h_1 \quad (1.3.4)$$

A szívóképesség határát az jelenti, hogyha a legkisebb nyomású pontban a folyadék nyomása a telítési gőznyomásra csökken. Ezért a $p_{\min} = p_s$ helyettesítéssel meghatározhatjuk azokat a kritikus paramétereket, melyek a kavitáció kezdetén a szívócsonkban fellépnek.

$$\left[\frac{p_0}{\rho g} + \frac{c_0^2}{2g} \right]_{krit} = \frac{p_s}{\rho g} + \frac{(w^2 - u^2)_{\max}}{2g} + h_1 \quad (1.3.5)$$

Amennyiben a kritikusnál kisebb energiatartalmú a közeg a szívócsonkban, a kavitáció biztosan bekövetkezik. Ezért a szivattyú abszolút szívóképességén a kritikus energiaállapotot értjük:

$$\left[\frac{p_0}{\rho g} + \frac{c_0^2}{2g} \right]_{krit} \quad (1.3.6)$$

Amennyiben a kritikus értékek meghatározására felírt egyenlet jobb oldalán lévő kinetikai energia maximumot a szivattyú manometrikus szállítómagasságával dimenziótlanjuk, a *kavitációs számot* kapjuk:

$$\sigma = \frac{(w^2 - u^2)_{\max}}{2gH} \quad (1.3.7)$$

Az abszolút szívóképesség így felírható a szivattyúban kialakuló áramképe jellemző, dimenziótlan kavitációs szám segítségével.

$$\left[\frac{p_0}{\rho g} + \frac{c_0^2}{2g} \right]_{krit} = \frac{p_s}{\rho g} + \sigma \cdot H + h_1 \quad (1.3.8)$$

A szivattyú gyártók azonban nem a kavitációs számot szokták megadni, hiszen ekkor a legkisebb nyomás helyének magasságát is meg kellene adni, ami csak bonyolítaná a kísérleteket. E helyett a szivattyú teljes belső dinamikus nyomásesését (NPSH = Net Positive Suction Head) szokták

ábrázolni a szivattyú folyadékszállításának függvényében (lásd a jelleggörbéről szóló fejezetet).

$$NPSH = \sigma \cdot H + h_1 \quad (1.3.9)$$

Megjegyezzük, hogy a szakirodalomban találkozhatunk az NPSH*-al jelölt belső dinamikus nyomásesséssel is, ami csak a kavitációs szám és a manometrikus szállítomagasság szorzatát jelenti:

$$NPSH^* = \sigma \cdot H \quad (1.3.10)$$

Amennyiben a gyártó nem adja meg az NPSH értékét, vagy a berendezés dokumentációja nem áll rendelkezésre, az NPSH közelítő képlettel is becsülhető.

$$NPSH = \frac{2,815}{g} \cdot n^{\frac{4}{3}} \cdot \dot{V}^{\frac{2}{3}} \quad (1.3.11)$$

Illetve a kavitációs szám is becsülhető:

$$\sigma = \left(\frac{7,5}{\eta_h^3} + 2,25 \right) \cdot \frac{n_q^{\frac{4}{3}}}{10^4} \quad (1.3.12)$$

ahol η_h a hidraulikai hatásfok.

A szívóképesség ismerete különösen akkor fontos, ha a szivattyú beépítéséhez az úgynevezett geodetikus szívómagasság megengedhető értékének ismerete szükséges. Geodetikus szívómagasság (H_{gs}) alatt a szívó oldali tartály folyadékfelszíne és a szívócsonk közepe közötti távolságot értjük, ami pozitív, ha a szívócsonk közepe magasabban fekszik, mint a folyadékfelszín, és negatív, ha a folyadékfelszín van magasabban (ekkor hozzáfolyásról beszélünk). Amennyiben ismert a szívó csővezeték ellenállása (h'_s) és a szivattyú berendezés tartályból szív (nyugvó folyadék), felírhatjuk a Bernoulli egyenletet a tartály és a szívócsonk közé.

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} + H_{gs} + h'_s \quad (1.3.13)$$

A megengedhető legnagyobb szívómagasság a szívócsonk kritikus jellemzőinél lép fel, így írhatjuk:

$$H_{gs} = \frac{p_l}{\rho g} - \left(\frac{p_l}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} \right)_{krit} - h'_s = \frac{p_l - p_s}{\rho g} - \sigma \cdot H - h_1 - h'_s$$

vagy

(1.3.14)

$$H_{gs} = \frac{p_l - p_s}{\rho g} - NPSH - h'_s$$

A szívóképesség ellenőrzésére akkor is szükség lehet, hogyha a szivattyú szívó csővezetékének várhatóan nagy ellenállása lesz. Ez főleg akkor fordulhat elő, amennyiben a szívó csővezeték hosszú, sok szerelvényt tartalmaz (pl. szűrők, szelepek), vagy bonyolult rendszerű. A megengedhető legnagyobb szívó csővezeték-ellenállás a korábbi levezetések alapján:

$$h'_s = \frac{p_l - p_s}{\rho g} - \sigma \cdot H - h_1 - H_{gs} = \frac{p_l - p_s}{\rho g} - NPSH - H_{gs}$$
(1.3.15)

1.4. A szivattyúk szabályozása

A szivattyúk szabályozásán azt a beavatkozást értjük, amellyel a szivattyú-berendezés folyadékszállítását, a továbbított térfogatáramot befolyásoljuk.

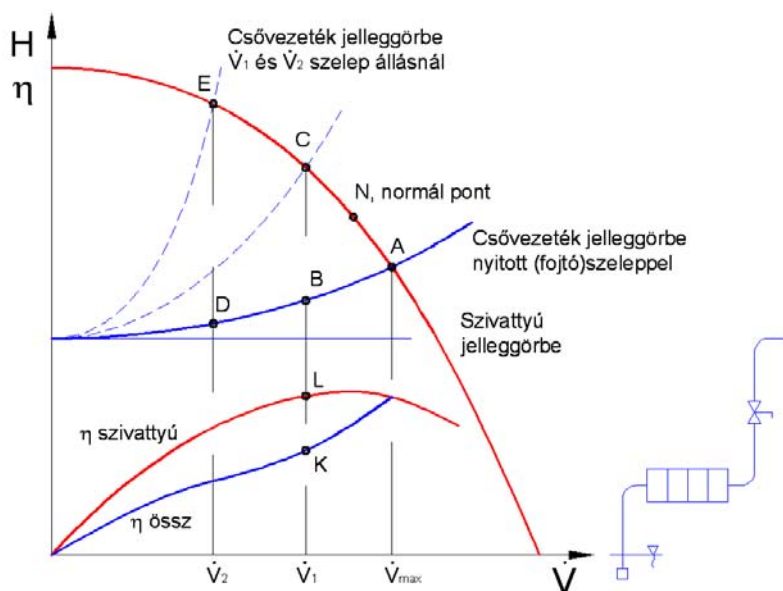
A szivattyúk – legyen az térfogatkiszorítás, áramlástanai vagy egyéb elven működő – szabályozására több lehetőség van. A szabályozási módok egyik csoportja az, amely nem eszközöl változtatásokat a gépen, másik csoportja pedig az, mely éppen e változtatásokkal valósítja meg a szabályozást. Térfogatkiszorítás elvén működő gépeknél az első csoportba tartozik a meghajtó gép fordulatszám-változtatása, míg a második csoportba a kiszorítási térfogat (lökettérfogat) változtatása a legelterjedtebb.

Az örvényszivattyúk szabályozására leggyakrabban alkalmazott módszerek a következők.

1.4.1. Szabályozás fojtással

A legegyszerűbb beavatkozási módszer a térfogatáram szabályozására, ha a szivattyú nyomóvezetékébe egy szelepet, tolózarat vagy bármilyen folyamatosan állítható elzáró szerkezetet építünk be. E szerkezet fokozatos

elzárásával $\dot{V} = \dot{V}_{\max}$ és $\dot{V} = 0$ érték között bármilyen folyadékszállítás beállítható.



1.4.1. ábra: Örvényszivattyú szabályozása fojtással

A módszer működési elve az, hogy a szabályozó elem zárásával a csőellenállást, azaz a csővezeték-jelleggörbe meredekségét növeljük, míg a szivattyú jelleggörbéje nem változik.

A teljesen nyitott szabályozó szelepnél a nyomóvezeték jelleggörbéje szerint kialakult munkapontban (A), a maximális térfogatáramnál valósul meg a szállítás. A szabályozó szelep zárása során a nyomó csővezeték jelleggörbéje egyre meredekebb lesz, ezért az együttműködési munkapontok egyre kisebb térfogatáramnál alakulnak ki (pl.: C és E pontok), tehát a szabályozás megvalósul.

A szivattyúzás hatásfokát tekintve, amíg a legjobb szivattyú hatásfokhoz tartozó normál pont (N) körül alakulnak ki a munkapontok (pl. A és C pontok), a szivattyú hatásfoka jónak mondható, azonban egyre nagyobb fojtás beállítása (a szelep nagyobb mértékű zárása) során a szivattyú hatásfoka rohamosan csökken. Hiba lenne azonban e szabályozási forma gazdaságossági vizsgálatánál egyedül a gép hatásfokát figyelni, ugyanis a fojtással a csővezeték áramlási ellenállását növeljük, ami azt jelenti, hogy a szivattyú által a nyomóvezetékbe juttatott folyadék energiáját a fojtással (és az egyéb csőellenállással) hővé alakítjuk. Az ábra jelöléseivel az 1-es

jelű szelepállásnál (munkapont a C pontban) a fojtással hővé alakított energia nagyságát a C-B pontok közötti szállítomagasság különbség reprezentálja. Mivel a fojtási veszteségeket szintén a szivattyúnak kell fedeznie, a folyadékszállítás összhatásfokát egyrészt a szivattyú hatásfoka adja, melyet a fojtószelep vesztesége lecsökkent, például az 1-es szelepállásnál az L-K szakasszal.

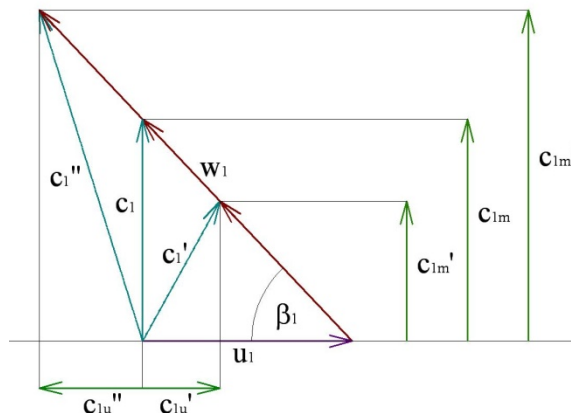
Tehát a fojtással történő szabályozás igen nagy hátránya, hogy a folyadékszállítás hatásfoka rossz, különösen kis térfogatáram esetén, ahol már a szivattyú hatásfoka is alacsony. Azonban szerkezeti és kivitelezési egyszerűsége, valamint kis beruházási költsége miatt a leggyakrabban alkalmazott szabályozási mód az örvényszivattyúknál.

Felhívjuk a figyelmet, hogy térfogatkiszorításos gépeknél a fojtásos szabályozást nem szabad alkalmazni, hiszen a csaknem függőleges karakterisztikájú gépnél az egyre meredekebb csővezeték jelleggörbével kialakuló munkapontoknál a térfogatáram alig csökken, nem valósul meg a szabályozás. Azonban a szivattyú nyomásviszonya a fojtással egyre nő, így könnyen fennállhat a hajtó motor túlterhelése vagy a szivattyú illetve a csővezeték károsodása.

1.4.2. Szabályozás előperditéssel

A folyadékszállítás szabályozásának egy különleges módja, amikor a járókerék elé egy olyan vezetőkereket építenek be, amelynek lapátszöge állítható. A vezetőkerek segítségével lehetőség nyílik a járókerék előtti áramlás perdületének megváltoztatására és ezzel a gép előperdület megváltoztatásával történő szabályozására.

A módszer működésének alapját a járókerék lapátok belépő sebességi háromszögével tudjuk bemutatni.



1.4.2. ábra: A belépő sebességi háromszög alakulása előperditéssel

szabályozásnál

Amint az ismert, a járókeréken átáramló térfogatáramot a járókerék belépő pontjánál a közeg abszolút sebességének a belépő keresztmetszetre (meridián metszet) merőleges abszolút folyadék-sebesség komponens (meridián sebesség) és a keresztmetszet nagyságának szorzata adja. Mivel a belépő keresztmetszet nem változik, a térfogatáram a meridián sebesség változásával arányos.

$$\dot{V} = c_{1m} \cdot A_1 \quad (1.4.1)$$

Előperdítés nélküli esetben a szivattyú-lapátokhoz áramló folyadék a szívócsőben a forgástengellyel párhuzamosan áramlik, azaz a c_1 abszolút sebesség merőleges a lapátok belépő élénél a kerületi sebességre (u_1), és megegyezik a meridián sebességgel (c_{1m}).

Az előperdítő vezetőkerékkel a szívócsőben áramló folyadék abszolút sebességének irányát változtatjuk meg úgy, hogy annak a kerületi sebességgel párhuzamos irányú komponense (pl. c_{1u}' és c_{1u}'') is legyen. Mivel a belépő lapátszög (β_1) kerületi sebesség (u_1) nem változik, az abszolút sebesség nagyságának kell megnőnie vagy lecsökkennie (pl. c_1' és c_1''). Ekkor azonban az abszolút sebesség meridián komponense is változik (pl. c_{1m}' és c_{1m}''). A járókerék elé beépített vezetőkerék lapátszögének állításával tehát megváltoztathatjuk a szivattyú elméleti jelleggörbéjét, így szabályozhatjuk a folyadékszállítást.

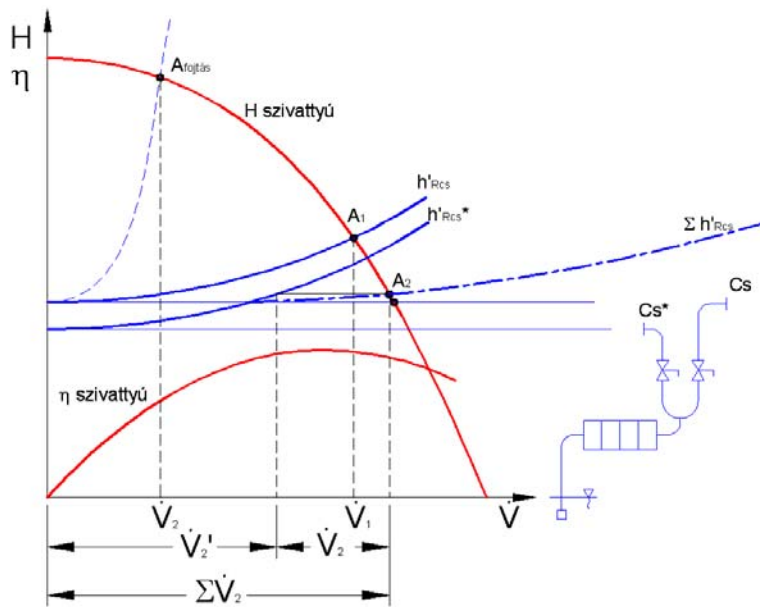
Az előperdítéses szabályozás előnye, hogy a szívócsőben olyan rááramlási irány állítható elő, ami a belépési lapátszögnek megfelel, így a szivattyú optimális folyadékszállításához tartozó térfogatáramtól eltérő folyadékszállítás esetén is biztosítani tudjuk az ütközésmentes belépést, azaz javítjuk a berendezés hatásfokát.

A szabályozási mód hátránya, hogy a vezetőkerék (különösen nagy előperdítés esetén) növeli az áramlási veszteségeket a szívócsőben, így fennállhat a kavitáció veszélye. Ezen kívül e megoldás precíz szivattyú és vezetőkerék kivitelezést, valamint beépítést igényel, azaz beruházási költsége nagy.

1.4.3. Szabályozás megcsapolással

Megcsapolással („by pass” csővezetékkel) történő térfogatáram - szabályozásnál nem a szivattyút, hanem a szivattyú-berendezést szabályozzuk. A szivattyú nyomócsönkjénél a „Cs” fővezeték meg van csapolva, és a

szivattyúból kilépő folyadékmennyiség egy része a „Cs*” megcsapoló vezetékbe folyhat.



1.4.3. ábra: Örvényszivattyú szabályozása megcsapolással

A szabályozó szeleppel ellátott megcsapoló vezeték a fővezetéknel kisebb ellenállású, így a szállított közeg egy része ebben áramlik. A fővezeték térfogatárama attól függ, hogy a megcsapoló vezetékben mennyi folyadékot vezetünk el, azaz mennyire zárjuk el a megcsapoló vezeték szabályozó szelepét. A megcsapoló vezeték közegmennyiségét általában visszavezetjük a tartályba, amiből a szivattyú szív, vagy bekötjük a szivattyú szívócsonkjába („by pass” szabályozás).

Vizsgáljuk meg a szabályozást a szivattyú-üzem szempontjából. Amennyiben a megcsapoló vezeték szelepe el van zárva, a munkapontot, így a szállított közegmennyiséget (\dot{V}_1) a fővezeték jelleggörbéje (h'_{Rcs}) fogja meghatározni (A_1). Amennyiben ennél kisebb térfogatáramra (pl. \dot{V}_2) van szükségünk, ezt elérhetjük a fővezeték fojtásával (munkapont: $A_{fojtás}$), azonban a korábban említett okokból a szivattyúzás hatásfoka igen alacsony lenne. Azonban a fővezetékben megkövetelt térfogatáramot a megcsapoló vezeték megfelelő megnyitásával is elérhetjük. A szivattyú ekkor a két vezeték, mint párhuzamosan kapcsolt csöveket fogja ellátni folyadékkal. A fővezeték és a megcsapoló vezeték szállítómagasság-igényének

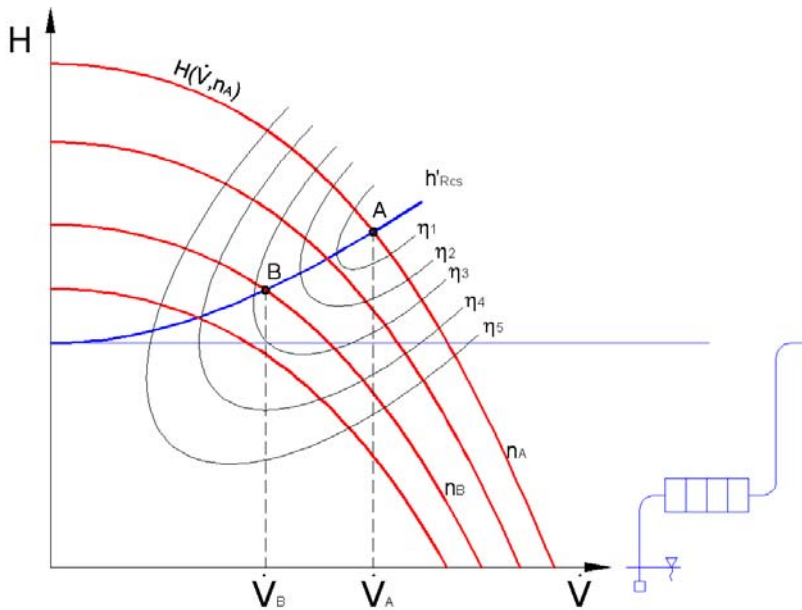
(h'_{Rcs} és h'_{Rcs}^*) ismeretében az ismert módon kiszámíthatjuk az eredő csővezeték jelleggörbáját ($\sum h'_{Rcs}$), ami meghatározza az új munkapontot (A_2). Ekkor a szivattyú $\sum \dot{V}_2$ térfogatáramot szolgáltat az eredő csővezeték szállítómagasság-igényének megfelelően ($\sum h'_{Rcs}$). Az ábrából látható, hogy a munkapont nagyobb térfogatáramnál jön létre, mint korábban, holott a szabályozás célja a fővezeték térfogatáramának csökkentése volt. A szivattyú nyomócsonkján kilépő térfogatáram a fő és a megcsapoló vezetékben, különböző arányban megoszlik. Mivel a nyomócsonkban a folyadék fajlagos energiatartalma (szállítómagasság) mindkét csővezeték számára rendelkezésre áll, az egyes csővezetékbe jutó folyadékmennyiség a csővezeték-jelleggörbének a szivattyú szállítómagasságánál vett térfogatárama lesz. Amennyiben a megcsapoló vezetékét fojtjuk – ezáltal növeljük jelleggörbéjének meredekségét – egyre kevesebb folyadékmennyiség fog áramlani rajta, míg a többi közeg a fővezetékbe jut. Tehát a fővezeték térfogatáramának szabályozása a megcsapoló vezeték jelleggörbéjének változtatásával lehetséges.

A megcsapolós szabályozás előnye, hogy a térfogatáram változtatása úgy lehetséges, hogy a szivattyú munkapontja mindig a jó hatásfokú zónában marad, így a szivattyú üzeme kedvező lesz.

Hátránya, hogy megvalósításához – az egyszerű fojtáshoz képest – jóval több csőszerelvényre van szükség. Ezen kívül a csővezetékek pontos méretezését és a szivattyú helyes illesztését igényli.

1.4.4. Szabályozás fordulatszám-változtatással

A fordulatszám-változtatással történő szabályozás a szivattyút meghajtó (általában elektromos) motor szabályozásával történik. A motor fordulatszámának megváltoztatásával a szivattyú jelleggörbéje is megváltozik. Az 1.4.4. ábrán egy szivattyú különböző fordulatszámokhoz tartozó jelleggörbéi, és egy csővezeték jelleggörbéje látható. Az ábrán feltüntettük az azonos hatásfokú pontokat összekötő görbéket is (kagylódiagram).



1.4.4. ábra: Örvényszivattyú szabályozása fordulatszám-változtatással

A járókerék egyes fordulatszámaihoz tartozó jelleggörbék más-más munkapontot metszenek ki a csővezeték jelleggörbén, így minden szivattyú fordulatszámnál más a szállított folyadékmennyiség.

Tehát a fordulatszám csökkentésével tetszőlegesen csökkenthető a folyadékcszállítás úgy, hogy a szivattyú csak a szállításhoz szükséges munkavégző-képességet közli a folyadékkal. Az ábrán berajzolt kagylódiagramokból látszik, hogy ha a csővezeték jelleggörbéjének megfelelő típusú szivattyút választunk (a névleges munkapont a szivattyú jelleggörbe normál pontjában van), akkor a munkapont minden fordulatszámnál a jó hatásfokú mezőben marad.

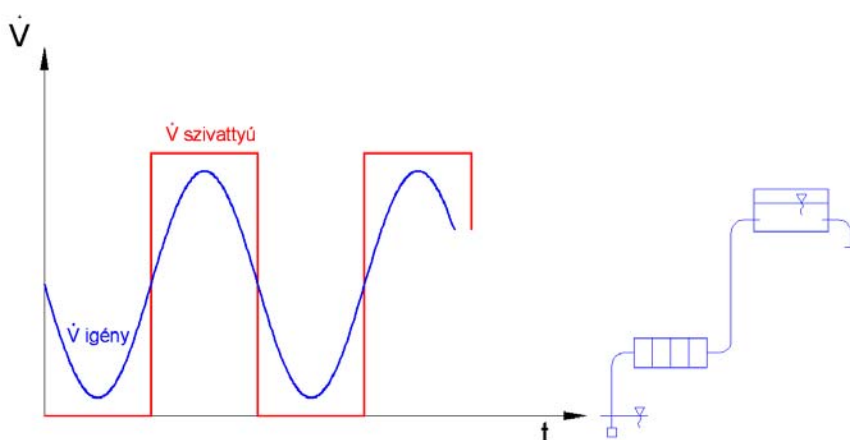
A fordulatszám-változtatással történő szabályozás előnye tehát, hogy jóval gazdaságosabb folyadékcszállítást tesz lehetővé, mint a fojtásos szabályozás.

A gazdaságosság megítéléséhez figyelembe kell azonban vennünk, hogy a fordulatszám csökkentésével csökkenhet a meghajtó gép hatásfoka, illetve hogy a motor fordulatszámát befolyásoló, szabályozó berendezés milyen energiafelhasználás mellett valósítja meg a fordulatszám szabályozást. A gazdaságosság megítéléséhez tehát mindenképpen részletes energetikai méretezés szükséges. Jelenleg a váltakozó feszültségű, elektromos motorok fordulatszámát gazdaságosan változtató berendezések költségesek,

így a fordulatszám-változtatásával történő szabályozási mód jóval nagyobb beruházási költségű, mint pl. a fojtósos szabályozás. Ezért ezt a szabályozási módot manapság csak belsőégésű- vagy egyenáramú motorral hajtott szivattyúknál, illetve változó térfogatáramot követelő szivattyúzási feladatok megoldásánál (ahol megéri a nagyobb befektetés) használják.

1.4.5. Lépcsős szabályozás

Az eddigiekben olyan szabályozási módokat vizsgáltunk, melyekkel folyamatos lehetett változtatni a szivattyú berendezés folyadékszállítását. A lépcsős szabályozásnál azonban csak fokozatokban, lépcsőkben lehet a térfogatáramot változtatni.



1.4.5. ábra: Örvényszivattyú lépcsős szabályozása

Egy szivattyútelep egyes szivattyúinak ki- és bekapcsolásával a szállított térfogatáram ugrásokban, azaz lépcsősen változik. De tekintsünk csak egy egyetlen szivattyúval megoldott folyadékszallítást, nyilvánvaló, hogy a lépcsős szabályozást csak olyan esetben lehet megvalósítani, amikor az igényelt térfogatáram időben változik ($\dot{V}_{igény}(t)$). Ekkor a szivattyút csak időszakosan tartjuk üzemben ($\dot{V}_{szivattyú}(t)$) úgy, hogy hosszabb időtartamot tekintve (T) a szállított és az igényelt folyadékmennyiség megegyezzen.

$$\frac{1}{T} \int_T \dot{V}_{igény}(t) \cdot dt = \frac{1}{T} \int_T \dot{V}_{szivattyú}(t) \cdot dt \quad (1.4.2)$$

Az ábrán is látható, hogy a szivattyú bekapcsolt állapotában több folyadékot szállít, mint az igényelt mennyiség, illetve kikapcsolt állapotában is van térfogatáram-igény. Mindez azt jelenti, hogy a szivattyú berendezésben tároló tartályra is szükségünk van, mely kiegyenlíti a különbségeket. A szivattyú üzemeltetésének periódusa egyrészt függ a térfogatáram-igénytől, másrészt a tároló tartály méretétől.

Amellett, hogy e szabályozás igen egyszerűen és gazdaságosan kivitelezhető, előnye még, hogy a bekapcsolt állapotú, jól választott és megfelelően illesztett szivattyú és meghajtó gép mindig a legjobb hatásfokú üzemi állapotban dolgozhat. A szabályozási mód hatásfoka tehát igen jó lehet.

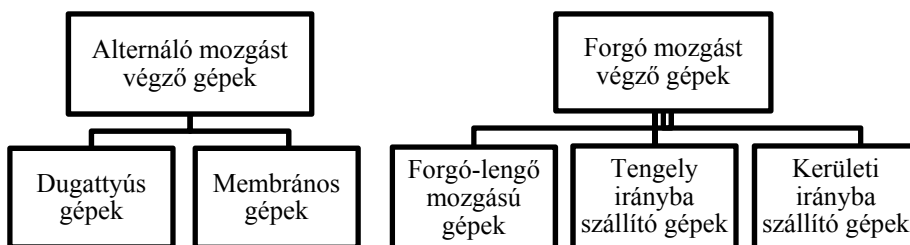
A lépcsős szabályozáskor azonban fellép egy olyan veszteség, amivel a korábbi, folyamatos szabályozási módoknál nem találkoztunk. Minden indítás és leállítás veszteségekkel jár, hiszen induláskor az álló folyadékoszlopot fel kell gyorsítani, és ez a munka leálláskor csak részben térül vissza. Amennyiben a gép kútból szív vagy hosszú nyomóvezetékre dolgozik, a szivattyút követő elzáró szelepet csak lassan nyitják ki, azaz a gép egy ideig fojtva jár. Hogyha a szivattyút minden indításkor légteleníteni kell, a légtelenítő szivattyú energiafogyasztása is a szabályozás hatásfokának romlásához vezet.

Érdeemes tehát a lépcsős szabályozásnál a hosszú üzemidejű, nagy lépcsőkben történő szabályozást előnyben részesíteni.

2. Térfogatkiszorítás elvén működő gépek

A térfogat-kiszorítás elvén működő (volumetrikus) gépeknél az energiaátalakítás úgy történik, hogy egy körülhatárolt térben mozgó alkatrész – az energia átalakító alkatrész – váltakozva a tér térfogatát növeli, illetve csökkenti, ennek következtében a gépen áthaladó közeg a körülhatárolt térbe be- illetve kiáramlik.

A volumetrikus gépeket az energiaátalakítást végző alkatrész mozgása alapján csoportosíthatjuk.



A volumetrikus gépek között természetesen megtalálunk munka- és erőgépeket, légnemű és cseppfolyós közeggel dolgozó gépeket is. A munkagépek jellemzően szivattyúk vagy kompresszorok a szállított közeg halmazállapota szerint, az erőgépek pedig munkahengerek és (hidro- vagy belsőégésű) motorok.

A jelentősebb áramlástechnikai gépekkel foglalkozó szakkönyvek (ld. a felhasznált irodalmat) mindre számos példát mutatnak. Mi ezek közül csak a nagyobb járműipari jelentőségű gépekkel foglalkozunk, úgymint: a dugattyús, lamellás, és csavar kompresszorokkal, a spirálkompresszorral, a dugattyús motorokkal, a dugattyús, a membrán és a fogaskerék szivattyúkkal.

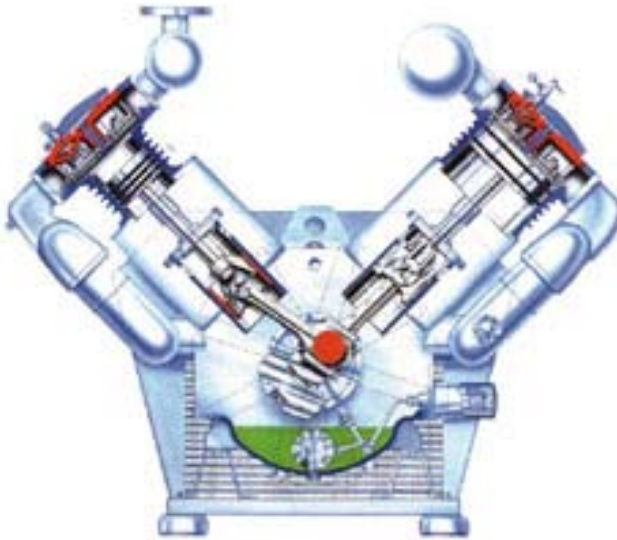
A Járművek hő- és áramlástechnikai berendezései I. tantárgyon belül és a hozzá tartozó jegyzetben a dugattyús motorok szerepelnek, a többi említett gépet a tantárgy II. része tartalmazza.

Terjedelmi okokból e jegyzet az egyes berendezések általános bemutatásával és néhány alapvető számítással tud csak foglalkozni, ezért a gépek részletes méretezése előtt mindenképpen ajánlatos a hivatkozott szakirodalom áttanulmányozása.

2.1. Dugattyús kompresszorok

2.1.1. Általános jellemzők, alapvető kialakítások

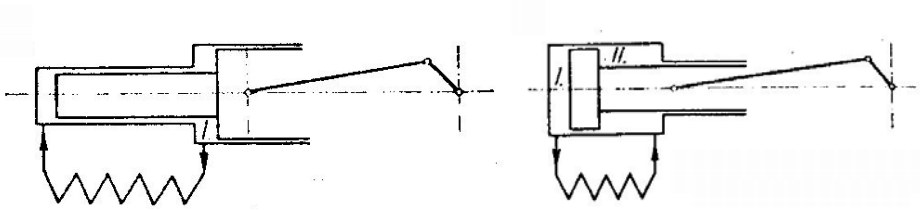
A dugattyús kompresszoroknak számos kialakítása létezik. Az iparban elterjedt „dugattyús kompresszor” kifejezés azonban olyan térfogatkiszorítás elvén működő gépet jelent, amelynél az energiaátalakulás henger alakú térben megy végbe, a periódikusan változó térfogatot nem forgó, hanem alternáló mozgást végző, tárcsás vagy lépcsős kialakítású dugattyú hozza létre, amelyet általában forgattyús mechanizmussal hajtanak. Ilyen dugattyús kompresszort mutat az 2.1.1. ábra. A továbbiakban mi az ilyen kialakítású géppel foglalkozunk.



forrás: compair.com

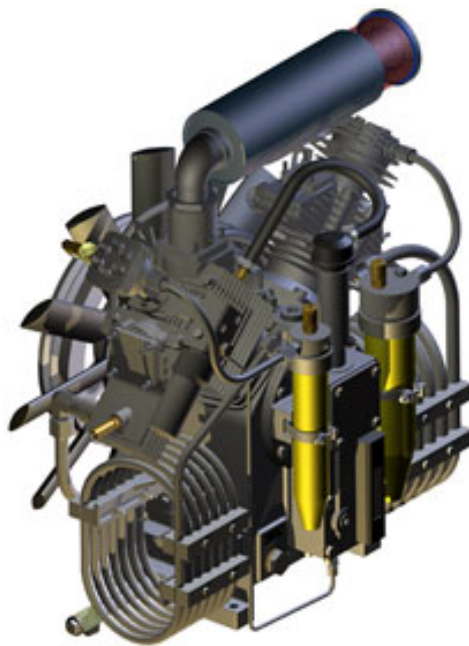
2.1.1. ábra: Dugattyús kompresszor felépítése

A dugattyús kompresszorokra az elérhető igen nagy nyomásviszony jellemző. Egy fokozatban általában $5-8 \text{ bar}$, két fokozatban $30-50 \text{ bar}$ végnyomást tudnak előállítani, de ennél nagyobb nyomások is létrehozhatók a fokozatszám további növelésével. Az egyes fokozatokat vagy külön hengerekben, vagy egy hengeren belül, lépcsős dugattyú segítségével valósítják meg (2.1.2. ábra).



2.1.2. ábra: Lépcsős dugattyús kétfokozatú kompresszor kialakítási lehetőségei

A nagy nyomásviszony miatt a sűrítés során a közeg hőmérséklete megnő, így a gép hűtésére van szükség. Erre levegőt vagy vízűtést szoktak alkalmazni. A léghűtés rugalmas és sok helyen alkalmazható, a vízűtés pedig különösen a magas környezeti hőmérsékletű körűlmények között igen vonzó megoldás. Több fokozat esetén a közegét is vissza szokták hűteni a szívási hőmérsékletre a fokozatok között (és általában a végén is). A közeg hűtése mindig külső hőcserélőben valósul meg.

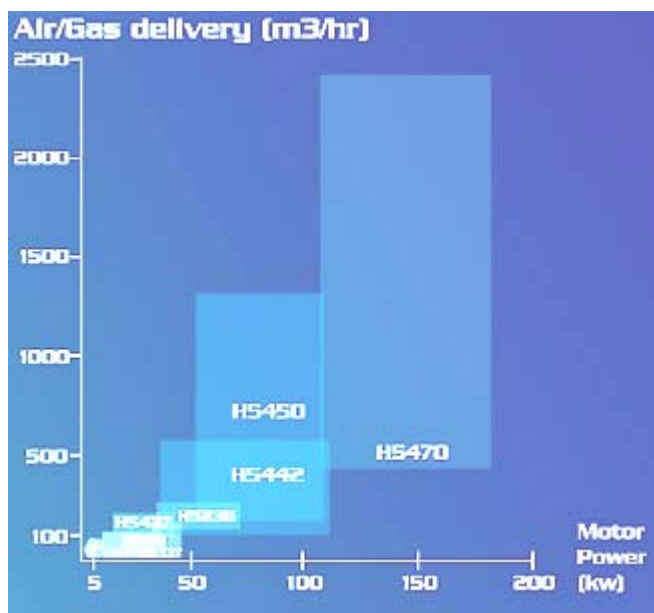


forrás: reavell.com

2.1.3. ábra: Léghűtéses dugattyús kompresszor

A dugattyús gépek az örvénygépekhez képest relatíve kisebb közegszállítással bírnak. A közegszállítás növelésére általában a méretek és a hengerszám növelése a megoldás. A hengereket a motoroknál elterjedt variá-

ciókban (álló, fekvő, boxer, V, W, csillag) szokták elrendezni. A hengerszám 1-től az igényeknek megfelelően akár 10 fölé is elmehet. A 2.1.4. ábra egy gyártó termékskálájának szállított közegmennyiségeit mutatja a hajtó gép teljesítménye függvényében. Alkalmaznak olyan megoldást is, ahol a dugattyú mindkét oldalát használják, ez alapján a kompresszor lehet egyszeres vagy kétszeres működésű.



forrás: reavell.com

2.1.4. ábra: Reavell dugattyús kompresszorok gázz szállítási tartománya

A gépek fordulatszáma általában a meghajtó motor fordulatszámahoz igazodik. A meghajtó motor kisebb gépek esetén szinte kizárólag villamos motor, nagyobbaknál – a nagyobb teljesítményigény (ld. az előző ábra), és az esetlegesen hiányzó villamos energiaellátás miatt – szóba jön a dízelmotoros hajtás is. A fordulatszám a $700-1700 \text{ 1/min}$ közé esik. Általában a nagyobb gépekre jellemző az alacsonyabb a kisebbekre pedig a nagyobb fordulatszám.

A kompresszorokon átáramló közeg a dugattyúk kenéséhez használt olaj miatt általában olajjal szennyezett. Sokszor követelmény viszont, hogy a szállított közeg teljesen olajmentes legyen, így ilyen esetekben szükség van a levegő utókezelésére, olajtalanítására. Másik megoldás, hogy a hengerben, azokon a részeken, amivel a közeg is érintkezhet, nem használnak semmilyen olajszármazékot. Ez azonban speciális, önkenő teflon alapú

dugattyúgyűrűk alkalmazását igényli.

A dugattyús kompresszorokat az alternáló mozgásból és a periodikus működésből következően ugyanilyen periodikus, pulzáló gázszállítás jellemzi. E miatt a gépeket sokszor pulzálás-csökkentő elemmel is felszerelik. A gépekről továbbá az is elmondható, hogy ma már általában „pakk”-ban, komplett egységként hozzák forgalomba, ami azt jelenti, hogy minden olyan elemmel fel van szerelve, ami a működéshez kell. Ilyenek az előbb említetteken túl pl. a kenőolaj-hűtő, a biztonsági szelepek, a fokozatok közötti és utáni hűtők (amelyekkel biztosítható hogy a gépből kilépő közeg hőmérséklete csak pár fokkal haladja meg a környezetét), a gép hűtéséért felelős rendszer, az olaj- és vízgőzleválasztók és egyéb gázkezelő berendezések az igényeknek megfelelő gázminőség biztosítására. Elmondható azonban, hogy ezek nagy többsége nem csak a dugattyús, hanem általában minden kompresszor-kialakításra jellemzőek.

Meg kell jegyezni, hogy a hűtőrendszerekben alkalmazott kompresszorok kialakítása több ok miatt eltér a normál légkompresszorokétól. Az egyik részről az eltérés abból ered, hogy a hűtőközeg körének zártnak kell lenni, ami a kompresszor esetében légmentes (szivárgásmentes) hengerkialakítást igényel. Másik oka a különbségnek, hogy a hűtőkompresszor gőzöket szállít, amelyek kondenzálódhatnak, és akkor nem sűríthető folyadékká válhatnak a hengerben. Ez a kompresszió-ütem végén ún. folyadékütést okoz, amelyet a hagyományos kialakítás nem visel el károsodás nélkül. Ezért az ilyen kompresszorokat ún. álhengerfejjel szerelik. A hengerfej dugattyú feletti része egy olyan rugóállandójú rugóval van a hengerfej többi részéhez rögzítve, amely normál gáznyomások esetén a hagyományos működést biztosítja. A folyadékütés azonban nagyobb erőhatást eredményez, amely az álhengerfejet már képes megemelni, és így a folyadék a nyomóvezetékbe távozhat.

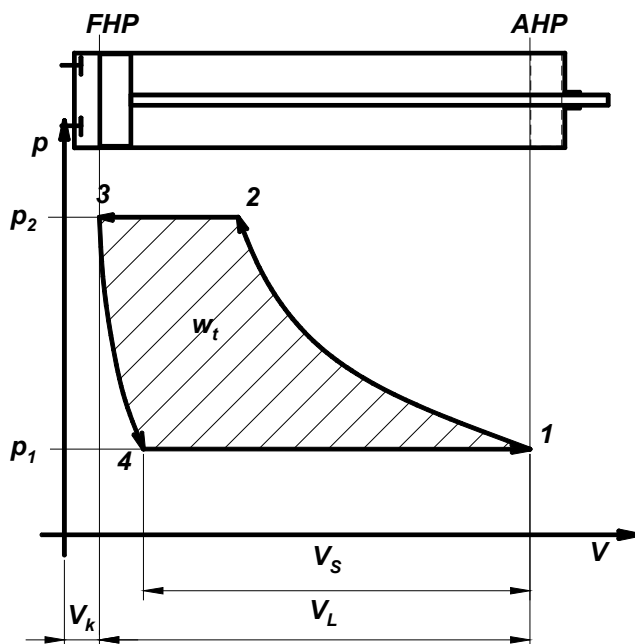
A dugattyús kompresszorokat a járműiparban is számos helyen használják. Például hajók nagyteljesítményű dízelmotorjainak indításához szükséges nagynyomású levegő előállítására, hűtő és klímarendszerekben a hűtőközeg sűrítésére, stb.

2.1.2. Működési elv, elméleti háttér

A dugattyús kompresszor egy munkafolyamata a következő: a kompresszor a dugattyú alsó holtpont felé mozgásakor a szívószelep nyitott állapota mellett a külső környezetből vagy a szívóvezetéken keresztül szívja be a közeget a hengerbe. Miközben a dugattyú alsó holtponttól (I) felfelé halad, a szívószelep zárt állapotban van, ekkor valósul meg a kompresszió.

A felső holtpont felé mozgás során a tervezett nyomásszinten a nyomószelep kinyit (2), és az összesűrített gáz nagyjából állandó nyomáson távozik a hengerből addig, míg a dugattyú eléri a felső holtpontot (3). A nyomószelep ez után zár, a hengerben maradt gáz expandálása közben a dugattyú ismét elindul az alsó holtpont felé, és kezdődik minden újra.

A folyamat két izobárból (szívás, kitolás), és két izentrópából (kompresszió, expanzió) áll. Nem nevezhető körfolyamatnak, hiszen a közeg mennyisége csak az 1-2 és a 3-4 szakasz alatt állandó, a 2-3 és a 4-1 alatt változik. Ezért munkafolyamatról beszélhetünk, melynél a kompresszióban a teljes közegmennyiség, az expanzióban viszont csak a káróstérben maradt közeg vesz részt. A káróstérrel rendelkező kompresszor ideális munkafolyamatának p - V diagramja a 2.1.5. ábrán látható.



2.1.5. ábra: Káróstérrel rendelkező ideális dugattyús kompresszor indikátordiagramja

A dugattyús gépekben a közeg általában szelepeken át áramlik be és ki a munkatérbe/ből. A szelepes gépek kialakítása többnyire olyan, hogy a dugattyú felső holtpontja és a hengerfej között van egy kisméretű tér, ahonnan a dugattyú nem képes a közeget kinyomni. Ezt káróstérnek nevezük (térfogata $V_k=V_4$). A káróstérben maradó nagynyomású közeg expanziója segíti a dugattyú alsó holtpont felé mozgását (munkanyere-

ség), ugyanakkor nem enged be a lökettérfogatnak, V_L – a felső (3) és alsó holtpont (1) közötti térfogat – megfelelő mennyiséget a hengerbe. Így csak a 4-1 szakaszon valósul meg a friss közeg beáramlása, a V_S a beszívott térfogatot jelöli. Hasonlóan, a 2-3 szakasz a kitolás, V_N a kitolt térfogat. A kompresszor hajtásához szükséges fajlagos munkával a munkafolyamat által bezárt terület arányos (w_t technikai munka). A további vizsgálatokhoz szükség van néhány definícióra, ezek:

$$\text{károstér-viszony:} \quad \varepsilon_0 = \frac{V_k}{V_L} \quad (< 1) \quad (2.1.1)$$

$$\text{elméleti kompresszió-viszony:} \quad \varepsilon = \frac{V_1}{V_k} = \frac{V_k + V_L}{V_k} = 1 + \frac{1}{\varepsilon_0} \quad (> 1) \quad (2.1.2)$$

$$\text{nyomásviszony:} \quad \pi = \frac{p_N}{p_S} \approx \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4} \quad (> 1) \quad (2.1.3)$$

$$\text{töltési fok:} \quad \lambda_v = \frac{V_S}{V_L} \quad (< 1) \quad (2.1.4)$$

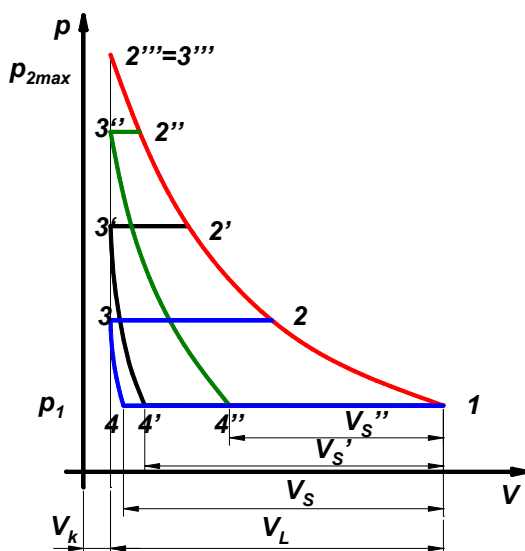
Az első két jellemző a kompresszor kialakításából adódó érték, az utóbbi kettő pedig a kompresszor működésétől függ. A károstér hatását veszi figyelembe a töltési fok, ami a ténylegesen beszívott térfogat és a lökettérfogat aránya. A töltési fok kifejezhető az előbbi mennyiségek segítségével, azonos kitevőjű politróp kompressziót és expanziót feltételezve, a Poisson-egyenlet felhasználásával:

$$\begin{aligned} \lambda_v &= \frac{V_S}{V_L} = \frac{V_1 - V_4}{V_L} = \frac{V_k + V_L - V_4}{V_L} = 1 + \frac{V_k - V_4}{V_L} = 1 + \frac{V_k}{V_L} \cdot \frac{V_k - V_4}{V_k} = \\ &= 1 + \varepsilon_0 \cdot \left(1 - \frac{V_4}{V_k}\right) = 1 + \varepsilon_0 \cdot \left(1 - \frac{V_4}{V_3}\right) = 1 + \varepsilon_0 \cdot \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}}\right) = 1 - \varepsilon_0 \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} - 1\right) \end{aligned} \quad (2.1.5)$$

A töltési fokot egyes szakirodalmak volumetrikus hatásfoknak is szokták nevezni. Ebben a jegyzetben más helyen a volumetrikus hatásfok kifeje-

zését a részveszteségek figyelembevételére használtuk, így itt is következetesen ezt visszük tovább.

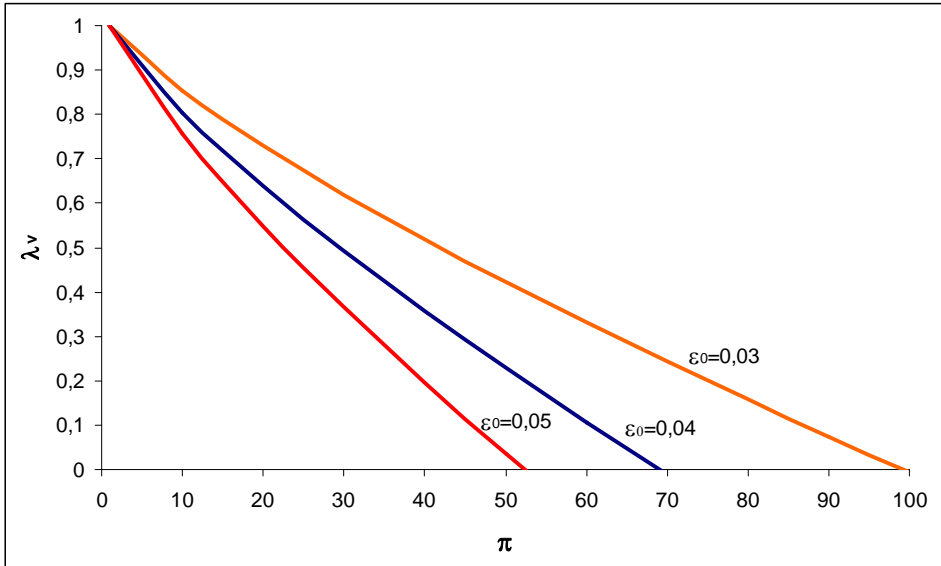
A töltési fok tehát a nyomásviszony és a káróster-viszony függvénye. Ebből egy fontos következtetést is le lehet vonni. A szokásos káróster-viszony értékek mellett (néhány %) a dugattyús kompresszorral (egy fokozatban) előállítható nyomásnak van egy elméleti maximális értéke, hiszen a nyomásviszony növelésével csökken a töltési fok (2.1.7. ábra). Szélsőséges esetben, ha $p_2 = p_3 = p_{2max}$, akkor $V_S = 0$, a kompresszor nem tud friss közegot beszívni. Ekkor pusztán a kárósterben levő közeg kompressziója és expanziója valósul meg (nincs kitolási és szívási szakasz, $4=1$, és $2=3$).



2.1.6. ábra: A nyomásviszony növelésének hatása p - V diagramban

A Poisson-egyenlet és a 2.1.6 ábra segítségével adott töltési fok és adott káróster-viszony mellett meghatározható az elméletileg elérhető maximális nyomásviszony:

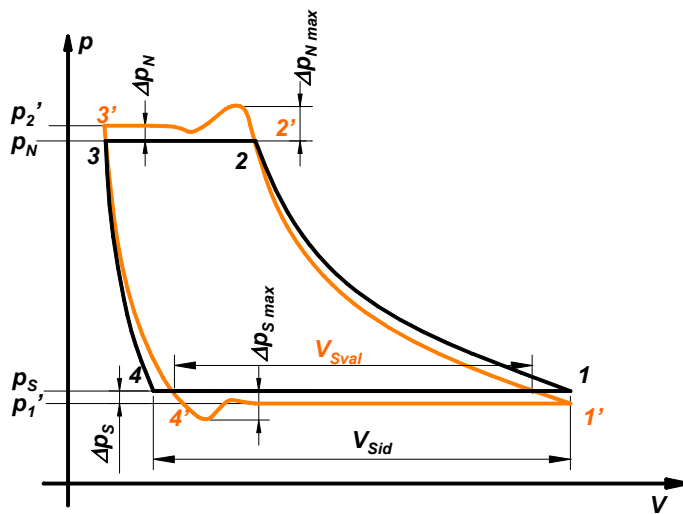
$$\pi_{\max} = \frac{p_{2\max}}{p_1} = \left(\frac{V_k + V_L}{V_k} \right)^n = \left(1 + \frac{1}{\varepsilon_0} \right)^n \quad (2.1.6)$$



2.1.7. ábra: A nyomásviszony növelésének hatása a töltési fokra

Ezt az értéket azonban a gyakorlatban más okok miatt nem szokták megközelíteni, erről későbbiekben lesz még szó.

A valóságos munkafolyamat, melyet a 2.1.8. ábra szemléltet, eltér az ideálistól. Egyrészt a szelepek nyitása-zárása (2 és 4 pontban) nyomás-lengéseket okoz, másrészt a valóságban a közeg csak nyomásvesztés árán tud a szívó- és nyomóvezetékben áramolni. A veszteséges be- és kiáramlás miatt a valóságban a hengerben a szívóoldali p_S nyomásnál alacsonyabb, a nyomóoldalinál p_N pedig magasabb nyomás uralkodik, így az 1,2,3,4 pontok eltolódnak. További eltérés, hogy a kompresszió- és expanziófolyamat a gyakorlatban nem izentrópikus, hiszen itt is van hőcseré. A kompresszió során felmelegedő közeg ugyanis folyamatos működés mellett átmelegíti egy közepes hőmérsékletre a henger falát. Ezért a sűrítés kezdetén a hengerfal melegíti a közeget, a végén pedig tulajdonképpen hűti. Ez értelemszerűen igaz az expanzióra is. E miatt a valóságos folyamatok politrópával közelíthetők. A politróp kitevő – és így az állapotváltozást jelző görbe meredeksége – a kompresszor hűtésétől is függ. Egy jól hűtött kompresszor esetén $n = 1,35$.



2.1.8. ábra: Dugattyús kompresszor valóságos indikátordiagramja

Az ábrán látható nyomáskülönbségek értékei a szakirodalom a következő adatokat tartalmazza:

$$\frac{\Delta p_S}{p_S} \cong \frac{\Delta p_N}{p_N} = 2 - 5\% \quad \frac{\Delta p_S}{\Delta p_{S \max}} \cong 10 - 40\% \quad \frac{\Delta p_N}{\Delta p_{N \max}} \cong 30 - 70\%$$

Az említett eltérések a kompresszor tényleges szállítását is befolyásolják.

2.1.3. Gázszállítás

A szállított közeg mennyiségét a dugattyús kompresszoroknál általában térfogatáramban (m³/s) szokták megadni. Mint azt már korábban is kiemeltük, a közeg térfogata a sűrűségváltozás miatt más a szívó és más a nyomóoldalon. A tényleges gázszállítást ennek megfelelően a gépből kilépő közeg tömegáramának és a szívóoldalon mért sűrűségnek (ρ_S) a hányadosaként értelmezzük. Vagyis:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}_{val}}{\rho_S} \tag{2.1.7}$$

Úgy is lehet fogalmazni, hogy a gáz térfogatát mindig p_S szívóoldali nyomáson számítjuk. Az elméleti gázszállítás, vagyis mindenféle veszteségtől mentes és káróster nélküli kompresszor szállítása értelemszerűen a lökettérfogatából és fordulatszámából határozható meg.

$$\dot{V}_e = V_L \cdot n = A_d \cdot s \cdot n \quad (2.1.8)$$

ahol A_d a dugattyú felülete, s a lökethossz, n pedig a fordulatszám. Természetesen amennyiben több hengerből áll a kompresszor, akkor a fenti értékeket a hengerszámmal korrigálni kell. A tényleges és elméleti szállítás közötti különbséget a *szállítási fokkal* vesszük figyelembe.

$$\lambda = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_e} = \frac{\dot{m}_{val}}{\rho_S \cdot V_L} \quad (2.1.9)$$

A különbség a résvesztésekből, a közeg szívás közbeni melegedéséből és a káróstér említett hatásából származik. A munkatér nem tökéletes tömítettségét figyelembe vevő résvesztéseget a *volumetrikus hatásfokkal* vehetjük számításba. A káróstérben maradt gáz expanziója miatt a gép nem is tud lökettérfogatnyi mennyiséget beszívni, ezt a *töltési fokkal* kalkulálhatjuk. Az így megmaradó teret pedig nem a szívóoldal hőmérsékletével azonos, hanem ennél nagyobb hőmérsékletű gáz tölti ki, a hengerfaltól átvett hő, a káróstér melegebb közegével való keveredés és az előkompresszió hőmérsékletnövelő hatása miatt. Melegebb közeggel viszont adott p_S nyomáson adott nagyságú teret csak kisebb mennyiséggel lehet feltölteni. Az arányt az ún. *melegedési fok* (λ_T) mutatja meg. A részletezéstől eltekintve fogadjuk el, hogy a szállítási fok végül is

$$\lambda = \lambda_V \cdot \lambda_T \cdot \eta_V \quad (2.1.10)$$

kifejezéssel írható.

2.1.4. Munka, teljesítményigény

A fajlagos kompressziómunka a Járművek Hő- és Áramlástechnikai Berendezései I. c. jegyzet 2.1 fejezete alapján:

$$\begin{aligned} w_{t12} &= R \frac{n_k}{n_k - 1} (T_2 - T_1) = R \frac{n_k}{n_k - 1} \cdot T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = \\ &= RT_1 \frac{n_k}{n_k - 1} \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} - 1 \right) = w_{t \text{ kompresszió}} \end{aligned} \quad (2.1.11)$$

ahol n_k a kompressziófolyamat politróp kitevője.

Az expanzió esetére pedig:

$$\begin{aligned}
 w_{t34} &= -R \frac{n_e}{n_e - 1} \cdot (T_3 - T_4) = -R \frac{n_e}{n_e - 1} \cdot T_4 \left(\frac{T_3}{T_4} - 1 \right) = \\
 &= -RT_4 \frac{n_e}{n_e - 1} \left(\left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{n_e - 1}{n_e}} - 1 \right) = w_{t \text{ expanzió}}
 \end{aligned} \tag{2.1.12}$$

ahol n_e az expanziófolyamat politróp kitevője.

A kompresszor hajtásához szükséges belső munka (mivel az izobár szakaszokon nincs technikai munka) a teljes kompressziómunka és az expanziómunka összege. A belső munka a fajlagos belső munkának a tényleges tömeggel való szorzásaként adódik. A kompresszióban részt vevő tömeget m_1 -gyel, az expanzióban részt vevő tömeget m_4 -gyel jelölve:

$$\begin{aligned}
 W_t &= W_{t \text{ kompresszió}} + W_{t \text{ expanzió}} = \\
 &= m_1 RT_1 \frac{n_k}{n_k - 1} \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} - 1 \right) - m_4 RT_4 \frac{n_e}{n_e - 1} \left(\left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{n_e - 1}{n_e}} - 1 \right)
 \end{aligned} \tag{2.1.13}$$

A résvesztések elhanyagolásával írható, hogy $m_1 = m_2$ és $m_3 = m_4$. Figyelembe véve, hogy $p \cdot V = m \cdot R \cdot T$, és $p_1 = p_4$ valamint $\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4} = \pi$, a kompresszor belső munkája:

$$\begin{aligned}
 W_t &= m_1 RT_1 \frac{n_k}{n_k - 1} \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} - 1 \right) - m_4 RT_4 \frac{n_e}{n_e - 1} \left(\left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{n_e - 1}{n_e}} - 1 \right) = \\
 &= p_1 V_1 \frac{n_k}{n_k - 1} \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} - 1 \right) - p_4 V_4 \frac{n_e}{n_e - 1} \left(\left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{n_e - 1}{n_e}} - 1 \right) = \\
 &= p_1 V_1 \frac{n_k}{n_k - 1} \left(\pi^{\frac{n_k - 1}{n_k}} - 1 \right) - p_1 V_4 \frac{n_e}{n_e - 1} \left(\pi^{\frac{n_e - 1}{n_e}} - 1 \right)
 \end{aligned} \tag{2.1.14}$$

A valóságban a kompresszió és expanzió politróp kitevője nem azonos. Ha azonban közelítésként az $n = n_k = n_e$ egyenlőséget elfogadjuk, akkor a kifejezés sokat egyszerűsödik:

$$W_t = p_1(V_1 - V_4) \frac{n}{n-1} \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) = p_1 \cdot V_S \cdot \frac{n}{n-1} \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (2.1.15)$$

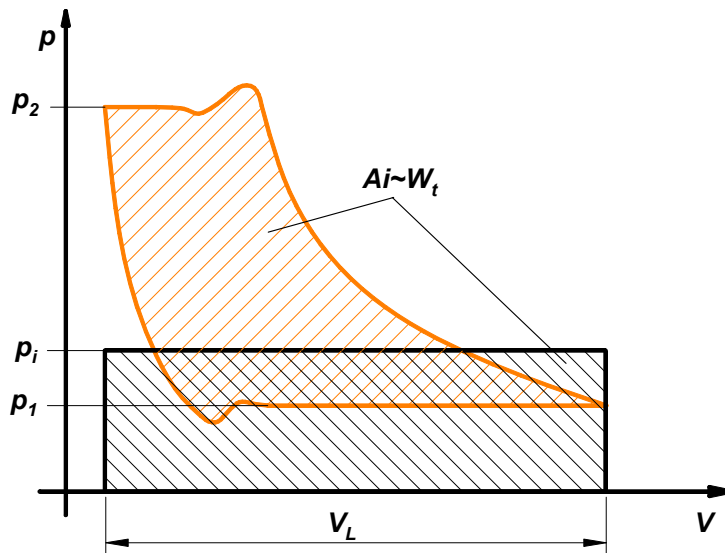
Az így kapott érték természetesen egy henger egy fokozatára vonatkozó ideális belső munka. Amennyiben több, akár különböző méretekkel rendelkező henger van (több fokozatú kompresszor esete), akkor a számítást minden hengerre el kell végezni, majd az egyes értékeket össze kell adni. A kompresszor hajtásához szükséges ideális belső teljesítmény az időegység alatt végzett belső munka, vagyis a fenti érték fordulatszámmal való szorzása:

$$P_b = n \cdot W_t \quad (2.1.16)$$

Ne feledjük, ez az n a fordulatszám, és nem a politróp kitevő!

Az indikátordiagram által bezárt terület arányos a kompresszor technikai munkájával. Az indikátordiagram területét valamilyen módszerrel (pl. polár-planiméterrel, számítógépes eljárással, stb.) meghatározva egy nyomás*térfogat (pl. bar*m³) mértékegységű értéket kapunk, hiszen a p - V diagramban dolgoztunk. Ha ezt elosztjuk a V_L -lel, akkor megkapjuk az indikált középnyomás értékét.

$$p_i = \frac{A_i}{V_L} \quad (2.1.17)$$



2.1.9. ábra: Az indikált középnyomás meghatározása

A p_i egy olyan fiktív nyomásérték, mellyel a kompresszor indikált munkája tehát:

$$W_i = p_i \cdot V_L \quad (2.1.18)$$

és indikált teljesítménye:

$$P_i = nW_i = n \cdot p_i \cdot V_L \quad (2.1.19)$$

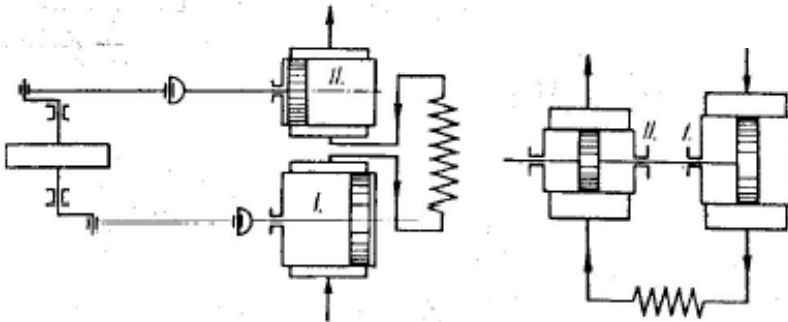
Általános, hogy az indikált teljesítményt fogadják el belső teljesítménynek. A kompresszor hajtásához szükséges teljesítmény azonban ennél nagyobb, mert vannak mechanikai veszteségek is. A mechanikai hatásfok a megszokott kifejezéssel írható:

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_b} = \frac{P_b}{P_t} \quad (2.1.20)$$

A mechanikai hatásfok közepes és nagy, álló keresztfejes kompresszorokra $0,93-0,95$, fekvő több fokozatú kivitel esetén $0,88-0,93$, keresztfej nélküli kompresszorokra pedig $0,8-0,88$.

2.1.5. Többfokozatú kompresszorok

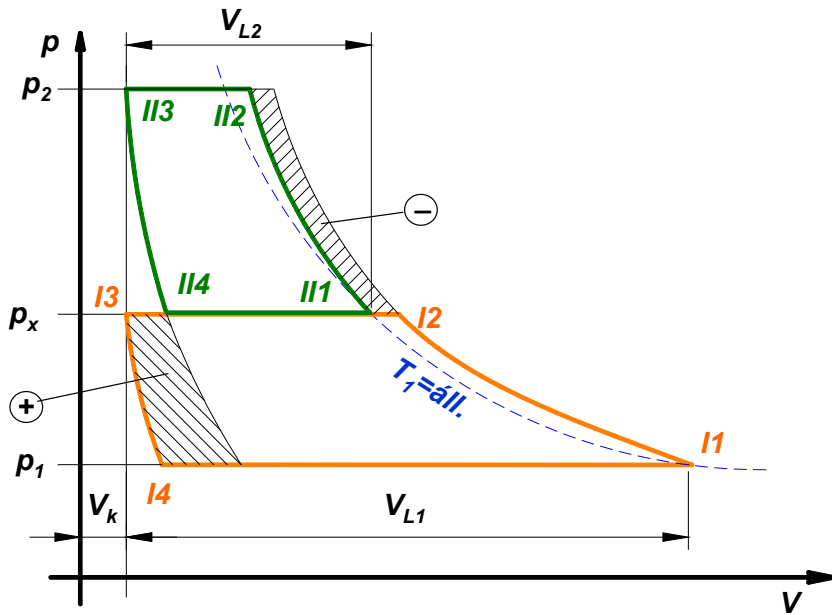
Korábban a töltési fok tárgyalása során láttuk, hogy a nagy nyomásviszonyok esetén a töltési fok határozottan csökken. Emellett további probléma a kompresszió végnyomásának növelése közben, hogy a szállított gáz hőmérséklete is jelentősen növekszik. A növekvő hőmérséklet a kenéshez használt olaj kokszosodásához, és így kenési elégtelenséghez vezethet. Különböző típusú gázok sűrítése esetén további jelentős problémák jelentkezhetnek (pl. klórt szállító kompresszornál magas hőmérsékleten erős korrózió lép fel, acetilénél pedig veszélyes bomlástermékek képződnek). A kompresszió véghőmérsékletének így a gyakorlatban van egy jól meghatározott felső határa. Normál légköri nyomáson levő, $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ -os levegő esetén 1,3-as politróp kitevőjű állapotváltozást feltételezve, ha a megengedhető véghőmérséklet $200\text{ }^{\circ}\text{C}$, akkor a maximális nyomásviszony kb. 8-ra adódik. Amennyiben ennél nagyobb nyomású közegre van szükség – és ez a járműiparban számos helyen előfordul – akkor több fokozatú kompressziót kell megvalósítani, a fokozatok közötti visszahűtéssel (2.1.10. ábra). A közeget általában a környezeti (eredeti) hőmérsékletig szokták visszahűteni.



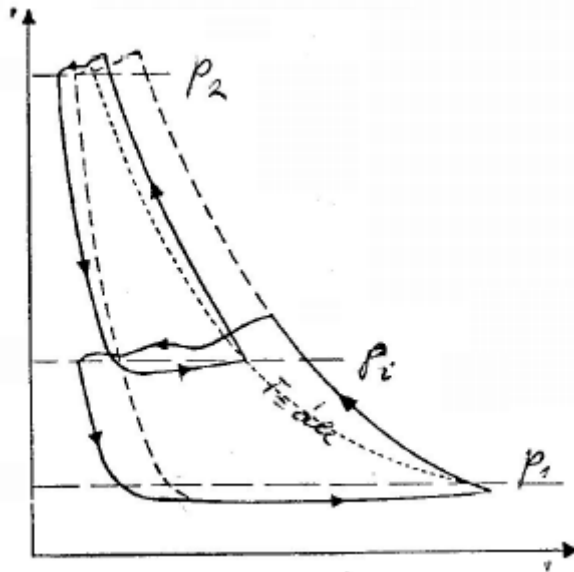
forrás: [2.10]

2.1.10. ábra: Kétfokozatú fekvő dugattyús kompresszor elvi vázlata, kompaund (balra) és tandem (jobbra) elrendezésben, közbenső visszahűtéssel

Kétfokozatú, fokozatonként azonos nagyságú károsítással rendelkező dugattyús kompresszor elméleti indikátordiagramját mutatja a 2.1.11. ábra.



2.1.11. ábra: Az **első** és **második** fokozat munkafolyamata p - V diagramban



forrás: [2.10]

2.1.12. ábra: Kétfokozatú dugattyús kompresszor valóságos indikátordiagramja

Az elméleti diagramon bejelöltük az egyfokozatú kompresszorhoz képest a megtakarítható (-) és a pluszban befektetendő (+) technikai munkát. A tervezés során a fokozatokra osztást úgy végzik, hogy a nyomásviszony minden fokozatban azonos legyen. A fokozatok között az eredeti kiindulási hőmérsékletre való visszahűtés biztosítása mellett ugyanis így minimális a kompresszor technikai munkája. Ez a megoldás ugyanakkor azt is biztosítja, hogy a fokozatokban azonosak a munkák és így a teljesítmények, és azonos lökethossznál azonos rúderök jelentkeznek. Tehát két fokozat esetén:

$$\pi_{fok} = \frac{p_x}{p_1} = \frac{p_2}{p_x} = \sqrt{\pi} \quad (2.1.21)$$

ahol p_x az első fokozat után a nyomás, π pedig a teljes gép nyomásviszonya. Több fokozatra ehhez hasonlóan:

$$\pi_{fok} = \sqrt[z]{\pi} \quad (2.1.22)$$

ahol z a fokozatok száma.

2.1.6. Szabályozás

A szabályozás a kompresszor által szállított közegmennyiség igény szerinti változtatását jelenti. A korábban felírt kifejezés a ténylegesen szállított közegmennyiségre:

$$\dot{V} = \lambda \cdot V_L \cdot n = \lambda \cdot A_d \cdot s \cdot n = \lambda_V \cdot \lambda_T \cdot \eta_V \cdot \frac{D_d^2 \cdot \pi}{4} \cdot s \cdot n \quad (2.1.23)$$

Ez alapján fenti mennyiségek bármelyikének megváltoztatása a kompresszor szállítását is változtatja. A gyakorlatban azonban megvalósíthatóságuk és a szabályozási tartomány megfelelő szélessége miatt elsősorban a töltési fok, a fordulatszám és a volumetrikus hatásfok megváltoztatásán alapuló módszerek terjedtek el. A továbbiakban ezekkel foglalkozunk részletesebben.

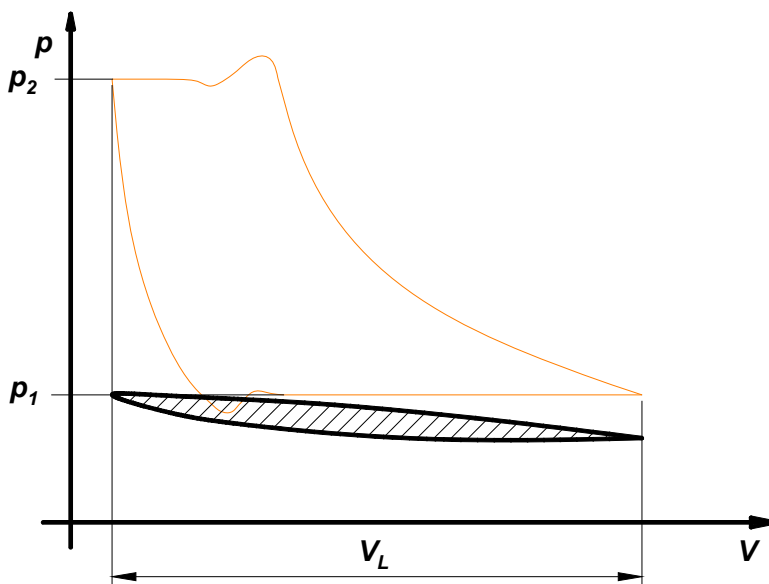
Fordulatszám-szabályozás

Az egyik legkézenfekvőbb módszer abban az esetben, ha a kompresszort hajtó gép fordulatszáma könnyen és megfelelően tág határok között változtatható. Ez a nagyobb gépeket hajtó dízel- vagy benzinmotorok esetén

csak korlátokkal valósítható meg. A fordulatszám szabályozásának szélső esete a hajtó motor ki-be kapcsolásával történő szállítás. Ez a kompresszor szakaszos üzemét jelenti, ilyenkor a gép általában egy kiegyenlítő tartályra dolgozik. A megoldás a tekintetben gazdaságos, hogy nincs üresjárat teljesítményfelvétel. A villamos hajtó motor ki-be kapcsolásának száma azonban korlátozva van. A belsőégésű motorokat viszont nem lehet könnyen és nem célszerű újra és újra indítani, így ilyenkor az előbbihez hasonló megoldás, hogy a hajtómotor és a kompresszor közötti erőátvitelt szakítják meg egy tengelykapcsoló segítségével. Itt van üresjárat teljesítményfelvétel, de a megoldás könnyen automatizálható.

Szívószelep kitámasztása

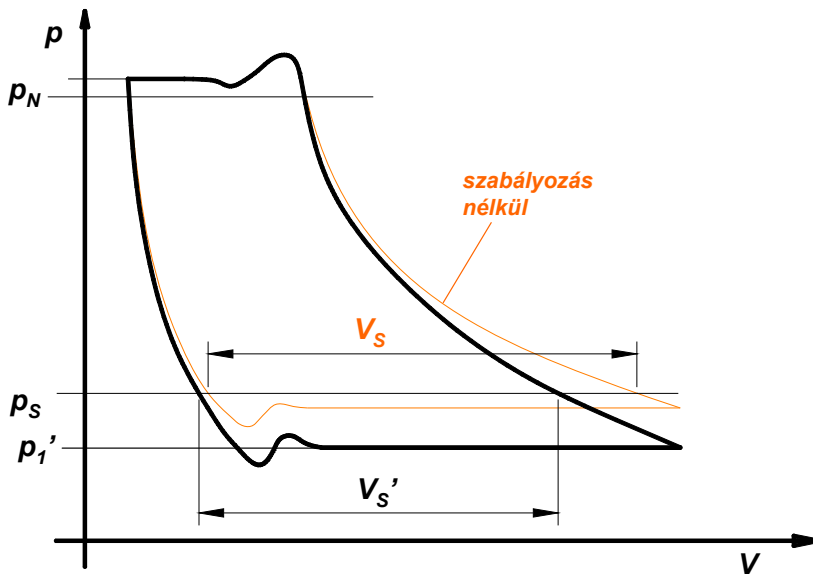
A szívószelep kitámasztással a gép volumetrikus hatásfokát rontjuk el. A szívószelepet egy megfelelő módszerrel (mechanikus, pneumatikus) egy automatika szükség szerint nyitva tartja. Ebben az esetben a kompresszor szív, de sűríteni nem tud, a közeget visszanyomja a szívóvezetékbe. A folyamat a 2.1.13. ábrának megfelelő, a gép teljesítményigénye az áramlási veszteségek miatt a névleges érték 1-3%-a. A szelep kitámasztása (több fokozatú gépnél minden fokozatban kell) bonyolultabb kialakítást igényel, azonban könnyen automatizálható szabályozási forma.



2.1.13. ábra: Szabályozás szívószelep kitámasztással

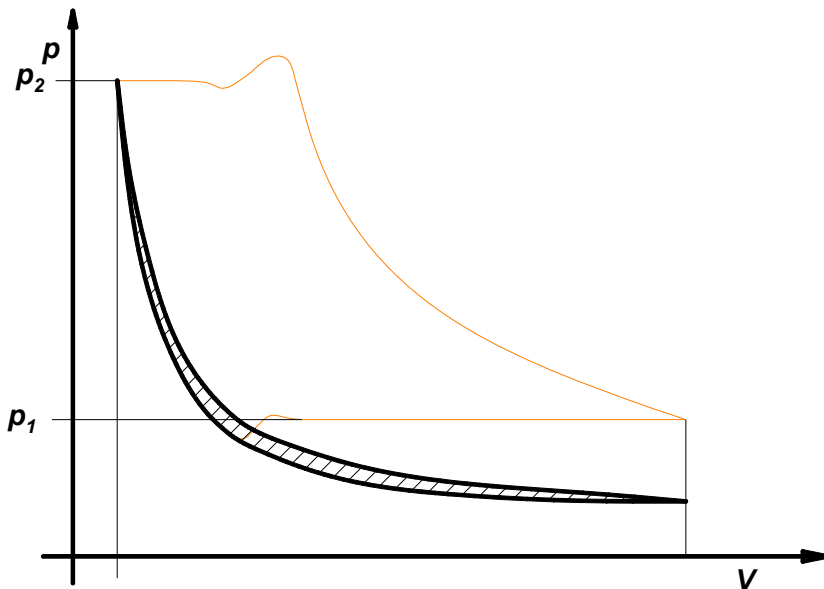
Szívóvezeték fojtása, teljes elzárása

A szívóvezeték fojtása a tényleges szívóoldali nyomást csökkenti. Ez a ténylegesen beszívott közeg mennyiségére, vagyis a töltési fokra van hatással. Ahogy nő a fojtás, csökken p_1 , csökken a V_S értéke és így a λ_V is. A szabályozott munkafolyamatot a 2.1.14. ábra mutatja.



2.1.14. ábra: Szabályozás szívóoldali fojtással

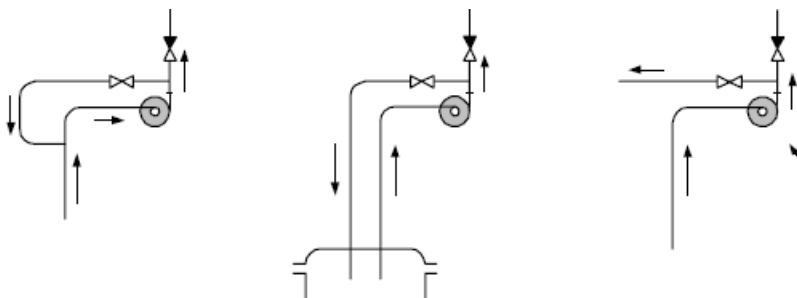
Extrém eset a szívóvezeték teljes fojtása, elzárása. Ekkor csak a károstérben levő gáz kompressziója-expanziója valósul meg. A kompresszió kezdetén azonban a normális állapothoz képest lényegesen kisebb nyomás tud kialakulni. A folyamat egyetlen politrópikus görbévé változik. A teljesítményfelvétel az üresjáratú veszteségek miatt ebben az esetben is a névleges 1-3%-a.



2.1.15. ábra: Szabályozás teljes elzárással

Megcsapolás (by-pass)

Fokozatmentes szabályozásra ad lehetőséget a megcsapolás módszere, mellyel a nyomóvezetékben a nem szükséges közeget a szabadba vagy a szívóvezetékbe juttatjuk. Ez utóbbi hátránya, hogy magas hőmérsékletű gáz kerül vissza a vezetékbe. A szabadba engedés e tekintetben jobb. Ezek a megoldások nagyon egyszerűek, de igen költségesek, hiszen a kompresszor folyamatosan jár és energiafogyasztása a névleges.

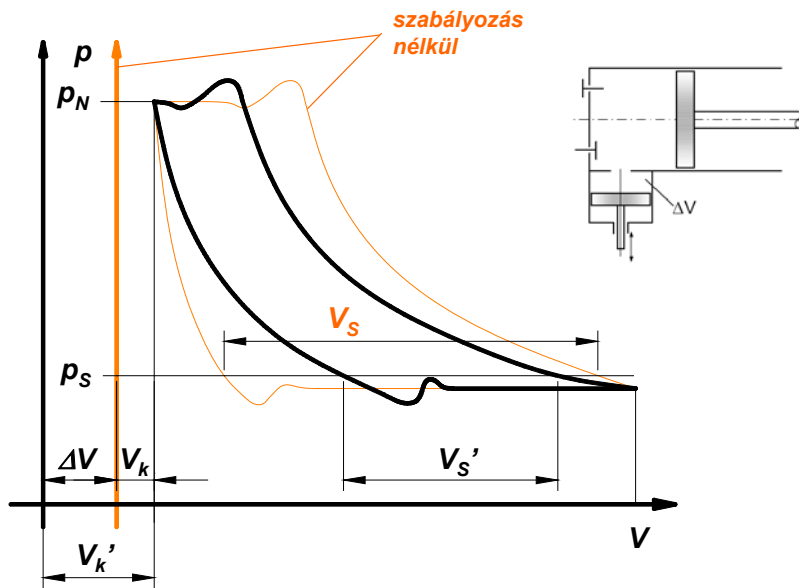


forrás: [2.6]

2.1.16. ábra: Megcsapolásos szabályozás szívóvezetékbe (balra), szívóoldali tartályba (középen) visszakötéssel és szabadba engedéssel (jobbra)

Pót-károstér beiktatása

A pót károstér egy a hengerhez elzáró szeleppel kapcsolódó megfelelő, akár változtatható térfogatú tartály. A szelepet nyitva a károstér nagysága megnő. A károstérben maradó nagyobb mennyiségű gáz az eredeti állapothoz képest jobban expandál, a henger nagyobb részét tölti ki a szívóütemben, és így a friss gáz mennyisége kevesebb lesz. Ez tehát szintén a töltési fok változtatásán alapuló szabályozási módszer.

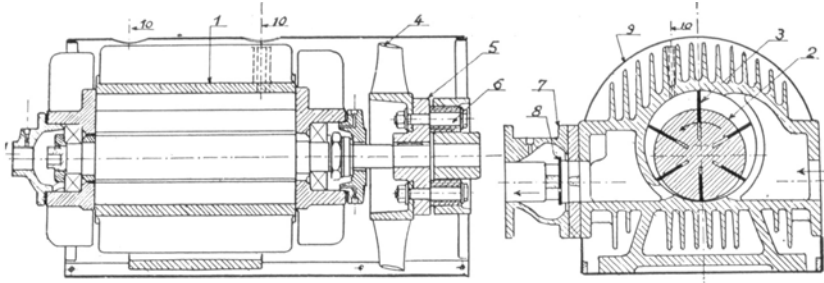


2.1.17. ábra: Szabályozás pót károstér beiktatásával

Mint az a 2.1.17. ábráról kiderül, a károstér növelésével csökken a kompresszor teljesítményfelvétele. Van tehát tartalék a rendszerben. Ez arra jó, hogy a gép túlterhelése nélkül növelhető a végnyomás (amelyre bizonyos esetekben rövid ideig szükség lehet).

2.2. Lamellás (forgólapátos) kompresszorok

A napjainkban egyre nagyobb teret hűdítő lamellás (más néven forgólapátos vagy rotációs) kompresszor az egy forgó elemmel működő, kerületi áramlású térfogatkiszorításos kompresszorok közé tartozik. Ilyen gép felépítését mutatja a 2.2.1. ábra.

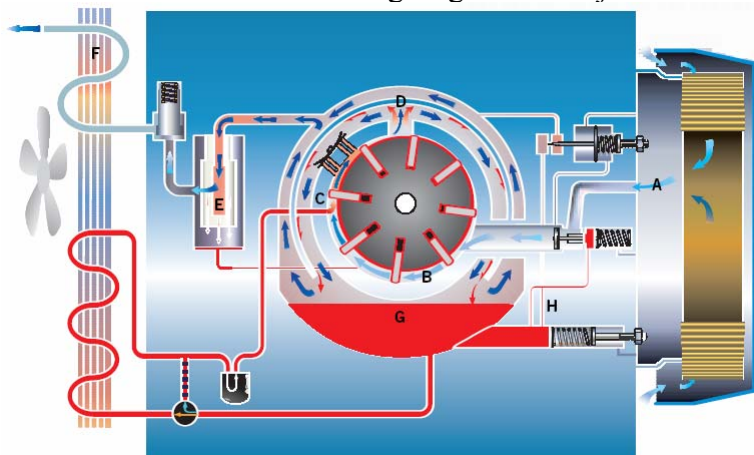


2.2.1. ábra: Lamellás kompresszor

A gép hengeres házában egy ahhoz képest excentrikusan elhelyezett dob forog, melynek hornyaiban lapátok vannak teljes hosszban elhelyezve (az excentricitás nem változtatható). A lamellákat a centrifugális erő és rugók nyomják a ház falához. A zárt tér két lamella, a ház belső fala és a dob fala között jön létre, amelynek változó térfogata az excentrikusan elhelyezett dob forgásából származik.

2.2.1. Működési elv

A gép működését a 2.2.2. elvi ábra segítségével mutatjuk be.

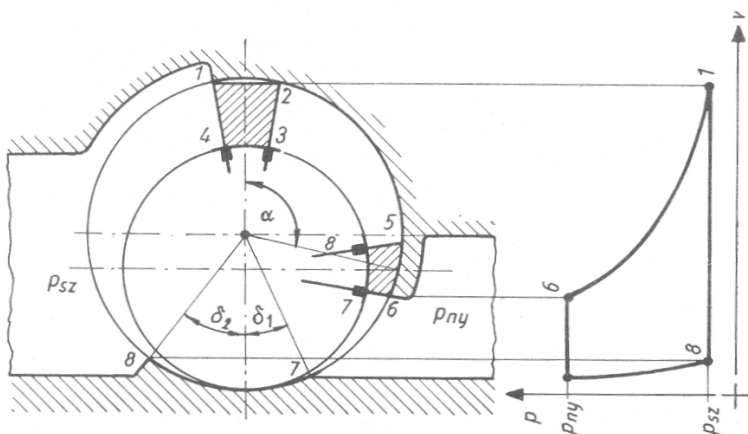


forrás: compair.com

2.2.2. ábra: Forgólapátos kompresszor elvi vázlat

A közeg a légszűrőn átáramolva az A jelű szívóvezetéken és az utána levő szívószelepen keresztül lép be a házba. Ez után a közeg a ház kör alakú fedelén kialakított megfelelő méretű és alakú beömlőnyíláson keresztül jut be a sűrítőtérbe, vagyis a térfogata a beömlőnyílástól növekednek addig, ahol a lamellák a legjobban kiállnak a doból, ez a szívás üteme (B). Innen a térfogat folyamatosan csökken, itt valósul meg ház és a dob valamint a lamellák közé. A lapátok közötti cellák a sűrítés (C), egészen a kiömlésig. A kiömlés általában a ház hengerpalástján teljes hossz mentén kialakított D jelű kiömlőnyílásokon keresztül történik. A komprimált közeg ez után egy primer, labirint kialakítású olajleválasztón, majd egy másodlagos, speciális betéttel ellátott precízebb szeparátoron (E) áthaladva megszabadul minden apró olajrészecskétől a tökéletes minőség érdekében. Végül egy utóhűtő (F) következik, és a közeg távozik a rendszerből. A G jelű olajat a belső levegő segítségével keringetik. A beszívott közeg mennyisége a H vezetéken keresztül szabályozott szívószelep segítségével állítható.

A következő 2.2.3. ábra már csak a sűrítő teret mutatja vázlatosan. Itt jobban látható, hogy a kompresszió tulajdonképpen akkor kezdődik, amikor egy cella eléri a legnagyobb térfogatú állapotát ($1-2-3-4$ pontok által határolt cella). A sűrítés addig tart, míg a cella el nem éri a kiömlőnyílás szélét ($5-6-7-8$ pontokkal jelzett helyzet). A be- és kiömlő nyílások közötti α szög a gép üzemi jellemzőit alapvetően meghatározza. Ezek a térfogatviszony: a legnagyobb és legkisebb térfogat aránya és az ezzel arányos nyomásviszony. Az ábra mellett látható a gép indikátordiagramja is. A diagram a dugattyús kompresszoréhoz hasonló alakú. Itt is megtalálható a károstér, amely miatt az indikátordiagram szintén tartalmaz egy expanziós szakaszt.



forrás: [2.1]

2.2.3. ábra: Lamellás kompresszor indikátordiagramja

Jav: "Ez a ház és a dob közötti térfogat és a lamellák vastagsága miatt elvesző térfogat különbsége."

2.2.2. Gázszállítás, munka, teljesítményigény

A lamellás gép elméleti szállítását a maximális beszívott térfogat határozza meg, hiszen egy fordulat alatt ekkora közeget komprimál össze és tol ki a gép. ~~Ez az előző ábrán a 1-2-3-4 pontok (két ívdarab és két egyenes szakasz) által határolt területnek a b lapáthosszal számított szorzata. Bizonyos egyszerűsítésekkel ennek értéke~~

$$V_{\max} = 2(D \cdot \pi - z \cdot s) \cdot e \cdot b \quad \text{más szakirodalom szerint: } V_{\max} = [(d+e) \cdot \pi - z \cdot s] \cdot e \cdot b \quad (2.2.1)$$

kifejezéssel határozható meg, ahol D a ház belső átmérője, z a lapátok száma, s a lapátok vastagsága e az excentricitás. Az elméleti gázszállítás:

$$\dot{V}_e = V_{\max} \cdot n = 2(D \cdot \pi - z \cdot s) \cdot e \cdot b \cdot n \quad (2.2.2)$$

ahol n a másodpercenként megtett fordulatok száma. A tényleges gázszállítást itt is a szállítási fok segítségével lehet megkapni, vagyis:

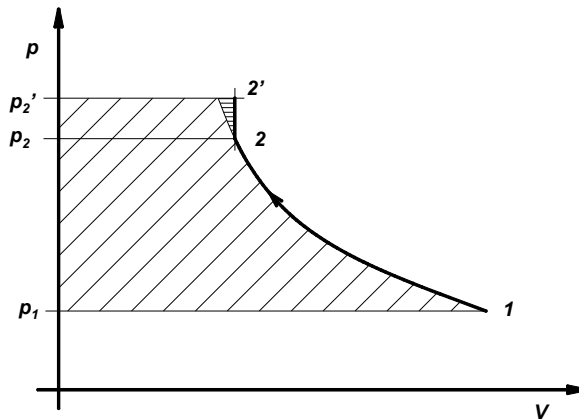
$$\dot{V} = \lambda \cdot \dot{V}_e = \lambda \cdot V_{\max} \cdot n = 2 \cdot \lambda \cdot (D \cdot \pi - z \cdot s) \cdot e \cdot b \cdot n \quad \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (2.2.3)$$

A gép hajtásához szükséges munka a politróp munka. A dugattyús gépekre felírt politróp munka kifejezése itt is használható (természetesen az ott említett egyszerűsítésekkel együtt). Itt a valóságban beszívott közeg mennyisége (V_S) a λV_{\max} -szal helyettesítendő. Így a belső munka

$$W_t = p_1 \cdot \lambda \cdot V_{\max} \cdot \frac{n}{n-1} \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (2.2.4)$$

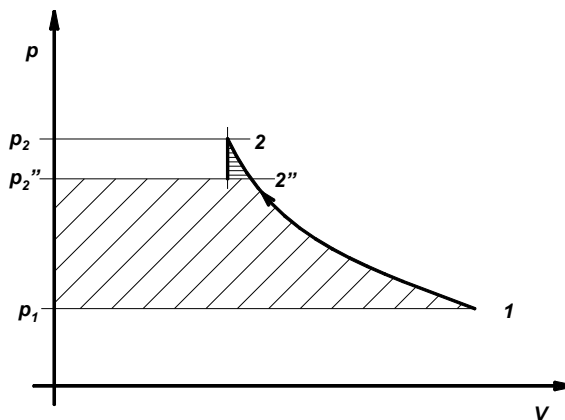
ahol n a politrópikus kitevő, π a nyomásviszony. Itt érdemes megjegyezni, hogy a lamellás kompresszorokat a méretezési nyomásviszonynak és végnyomásnak megfelelő körülmények között célszerű üzemeltetni a jó hatásfok érdekében. Amennyiben ugyanis a nyomóoldali nyomás (p_2') a kompresszor munkaterében a geometriából következően előállítható, ún. méretezési nyomásnál (p_2) nagyobb, akkor a nagyobb nyomású közeg a nyomóvezetékbeől visszaáramlik a gépbe, és tovább komprimálja a közeget. Ez a folyamat az 1-2-2' politróp és izochor kompresszió (2.2.4. ábra bal oldal). A gépet a nagyobb nyomásra méretezve kisebb kompressziómunkával oldható meg ugyanez. A két folyamat munkaigé-

nyének különbsége, vagyis a visszaáramló közeg újbóli kitolása miatti többletmunka a vízszintesen sraffozott rész.



2.2.4. ábra: Méretezésinél nagyobb nyomásra dolgozó lamellás kompresszor többletmunkája

Ha a nyomás kisebb a nyomóvezetékben (p_2''), akkor a frissen komprimált közeg rögtön leexpandál erre a nyomásra. A kisebb nyomásra méretezett gépnél a politróp kompressziómunka (a 2.2.5. ábrán a ritkán sraffozott rész) itt is kisebb, mint a másik esetben. Az eltérés a vízszintesen sraffozott rész. Mindkét esetben ez okozza a hatásfok csökkenését. (Az ábrákon csak a kompressziómunkát mutatjuk, az expánziómunkával nem foglalkoztunk.)



2.2.5. ábra: Méretezésinél kisebb nyomásra dolgozó lamellás kompresszor többletmunkája

A kompresszor hajtásához szükséges belső teljesítmény most is az időegység alatt végzett belső munka, vagyis

$$P_b = n \cdot W_t \quad (2.2.5)$$

Itt is n a fordulatszám, és nem a politróp kitevő! A ténylegesen szükséges tengelyteljesítmény pedig a mechanikai hatásfok ismeretében számítható.

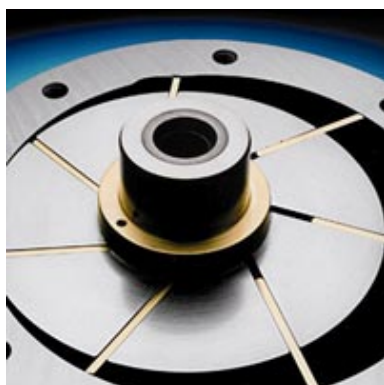
$$P_t = \frac{P_b}{\eta_m} \quad (2.2.6)$$

2.2.3. Főbb jellemzők

A lamellás kompresszorok között találhatunk kenéssel rendelkező és kenésmentes változatokat is.

Az ún. olajkenésű gépbe a kompressziót megvalósító részen olajat fecskendeznek be a házba. A benyomott olaj biztosítja a lamellák és a ház közötti súrlódás csökkentését hidrodinamikus kenőfilm létrehozásával. Ezzel a lapátok kopása minimalizálható. A kialakuló olajfilm a tömítés funkcióját is betölti, és ezzel megakadályozza a cellák közötti nyomáskiegyenlítődést. A sűrített gáz hőmérsékleténél alacsonyabb hőmérsékletű olaj mindezek mellett még a hűtést is ellátja. Minél nagyobb a hőmérsékletkülönbség, annál jobb a belső hűtés, és annál jobb a lamellás kompresszor hatásfoka.

A másik változat az olajmentes változat, amelynél a súrlódási veszteségek csökkentését speciális, „önkenő” anyagok alkalmazásával érik el. A belső hűtés azonban így hiányzik, ezért ezt a megoldást csak kisebb nyomások előállítására használják.



forrás: pneumofore.com

2.2.6. ábra: Lamellás kompresszor belseje

A közeg kerületi irányú áramlása miatt a kompresszorban semmilyen axiális erő nem ébred, ami a forgó dobot a ház fedelei felé nyomná. Ezzel a csapágyazás is egyszerűbb, és a gyártás során beállított kis értékű tengelyirányú játék mellett a befecskendezett olaj ezen a felületen is megfelelő tömítést tud biztosítani. Fontos megjegyezni, hogy a forgó elemmel működő kompresszorok gázszállítása nem lökettető, hanem folyamatos. A gép nem ad át rezgéseket, vibrációt az egyéb szerkezeteknek, mint a dugattyús kompresszor.

Ezek a gépek kialakításukból következően igen hosszú élettartammal bírnak. A fenolgyantás bevonattal készített műanyag vagy felkeményített felületű acél lapátok a kenőfilm miatt gyakorlatilag nem érnek a házhoz, így kopásuk jelentéktelen. Ha mégis lenne kopás, az a gép üzemét, volumetrikus hatásfokát nem veszélyezteti, mert a lapátok ettől függetlenül mindig rányomódnak a ház felületére. A dob tengelyét általában siklócsapágyak tartják, amelyek igen csendes üzemű és hosszabb élettartamot biztosítanak. A lamellás gépek a gyártás szempontjából is igen egyszerűek, jó minőségű forgácsoló szerszámokkal az alkatrészek elkészíthetők, és meghibásodás esetén nem kell a csatlakozó alkatrészeket is cserélni, csak a hibásat.

A gépek általában direkt hajtásúak, így a fordulatszám a hajtó gépekével azonos, kb. $1450-2200\ 1/min$. A hajtó gépek a legkülönbözőbbek lehetnek: fixen telepített gépeknél villamos motorok, mobil alkalmazásoknál pedig akár különálló dízelmotor, akár főgépről ékszíjjal hajtva, akár hidromotor segítségével. Az olajbefecskendezéses gépek végnyomása $7-10\ bar$, szállítási mennyisége kb. $40-2100\ m^3/h$ között változik.

Relatív kis méretük, hosszú élettartamuk, megfelelő nyomásviszonyuk és közegszállításuk miatt a lamellás kompresszorokat a járműiparban is széles körben alkalmazzák. Tipikus felhasználási terület pl. a folyékony rakományt szállító tehergépjárművek, ahol rakományűritő kompresszor-ként (sokszor csak fűvóként) használják. Itt a rakományt nem szivattyú segítségével, hanem a rakomány feletti légpárna nyomásának növelésével távolítják el a tartályból. Ennek a megoldásnak az előnye, hogy nincs szivattyú, és semmi más gép, ami érintkezne a rakománnyal, amely erre esetleg igen kényes lenne (pl. élelmiszeripari termékek). Szintén előszeretettel alkalmazzák a gépet a nem folyékony, de ömlesztett vegyipari, építő- és élelmiszeripari termékeket szállító járműveken, a rakomány fluidizálásához – a por alakú vagy szemcsés rakományok ugyanis nagynyomású (néhány bar) levegővel keverve mintegy folyadékként viselkednek és így rakódásuk lényegesen könnyebb és gyorsabb lehet. Ezekben túlmenően természetesen a járművek fékrendszerétől kezdve, ajtónyitó rendszereken keresztül a kocsiszekrények felfüggesztéséig mindenhez használják, ahol

sűrített levegőre van szükség. További alkalmazási terület a járműklimatizálás, ahol a hűtőkompresszorként használják. A járművek mellett a jármű-gyártás során is megtalálhatjuk a lamellás kompresszorokat. Ma már sokszor ilyen gépek szolgáltatják a robotok és más pneumatikus rendszerek sűrített levegőjét.

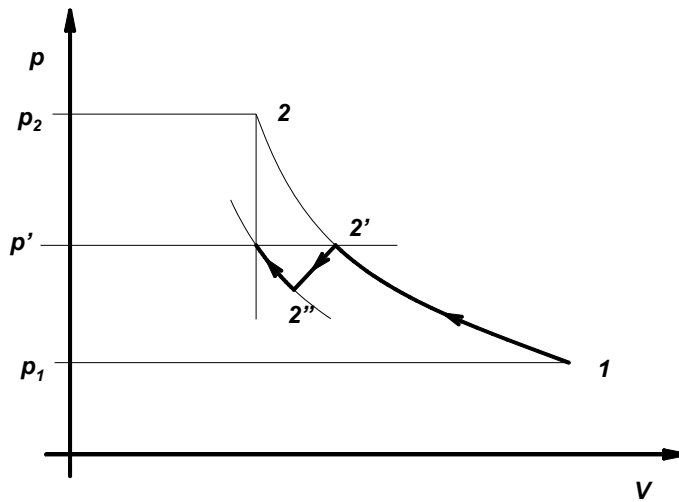
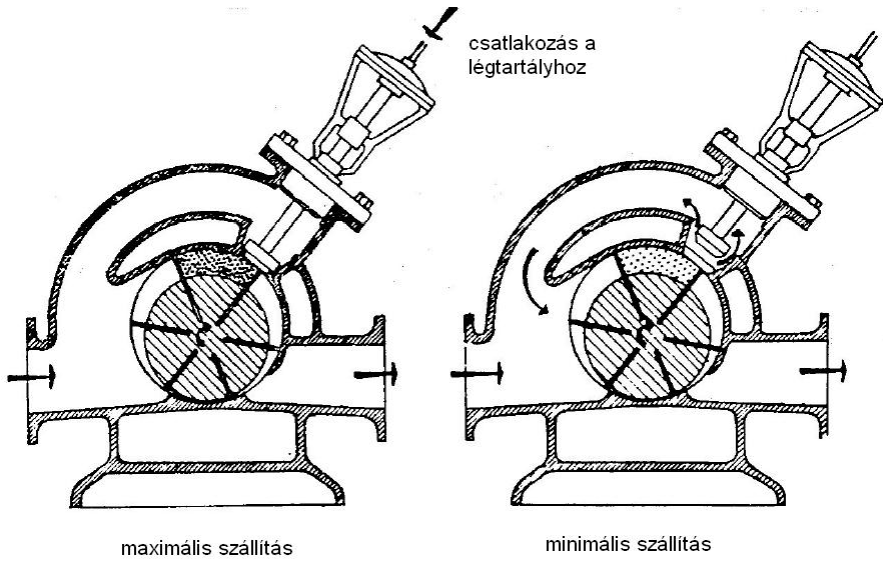
2.2.4. Szabályozás

A szabályozás egyik módja a fordulatszám változtatása. Ennek korlátairól már korábban szóltunk. Állandó fordulatszám mellett a lamellás gépek szabályozásakor általában a töltési fok változtatása, a by-pass módszer és a ki-be kapcsolós megoldás jön szóba. A gyakorlatban a minél nagyobb energia-megtakarítás érdekében a gázigénytől függően általában ezek kombinációját alkalmazzák.

Az első lépcsőben a gázigény csökkenésével a rendszerben megnő a nyomás. Egy beállított érték meghaladása esetén a szívószelepet vezérlő-automatika működésbe lép, és kezdi elzárni a szívóvezetékét. Ez tehát a szívóvezeték fojtása révén a töltési fok csökkentésével megvalósuló szabályozási rész. Ekkor a rendszerben a végnyomás a névleges értéken tartható. Ezt a módszert akkor célszerű alkalmazni, amikor a gázigény még meghaladja a névleges érték 60-70%-át. Ha tovább csökken a szállítási szükséglet, akkor a nyomás megint nő. Ekkor az automata a szívószelepet alapállásba állítja. Ezen keresztül csak minimális mennyiség jut be a sűrítőtérbe, amelyet komprimálás után vagy a szabadba, vagy vissza a szívóvezetékbe engednek egy lefúvató szelepen keresztül (by-pass). Ebben az állapotban a kompresszort hajtó motor még mindig jár, a teljesítményfelvétel már csak 20-25%-a névlegesnek, viszont a gép a nyomóoldali igény növekedése esetén azonnal termelésre fogható. Ezt az állapotot nevezik üresjárásnak. Ha a szükséglet a névleges érték harmada alá csökken, akkor a kompresszort lekapcsolják, miután előállította/pótolta a szükséges gázmennyiséget.

A 2.2.7. ábrán a szívóvezetékbe való visszaengedés megoldását és a kompressziófolyamatot mutató p - V diagramot láthatjuk. A lefúvató szelep a 2' pontban p' nyomáson nyit, a közeg egy része távozik a cellából, a maradék térfogata azonban a forgás miatt tovább csökken. A 2'' pontban a cellát határoló lapát elhalad a szelep mellett, tovább folytatódik a kompresszió. A lefúvató szelep vezérelhető a légtartályhoz való csatlakozáson keresztül.

Járművek klímaberendezéseiben a lamellás hűtőkompresszort szokás a belépőél helyzetének változtatásával is szabályozni.



2.2.7. ábra: Szabályozás szívórészbe visszavezetéssel

2.3. Csavarkompresszorok

A csavarkompresszor több – jellemzően két – forgórészrel rendelkező axiális átáramlású térfogatkiszorítás elvén működő munkagép. A gép fő elemei a rotorok, melyek konkáv és konvex profilú, spirális alakú menetekkel „tökéletesen” egymáshoz illeszkednek (2.3.1. ábra).



forrás:howden.com

2.3.1. ábra: Csavarkompresszor rotorjai

2.3.1. Működési elv

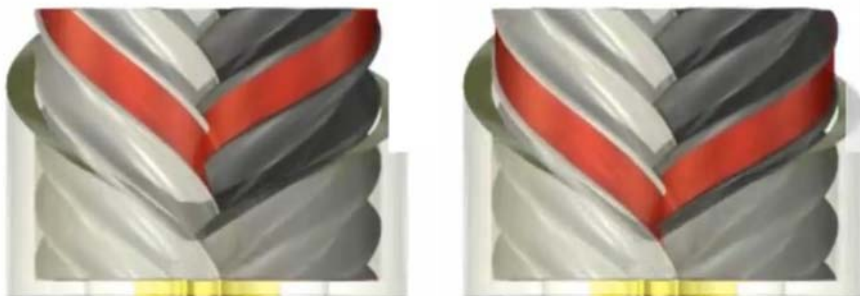
A térfogatkiszorításhoz szükséges zárt tér a rotorok menetei és a ház között alakul ki. A zárt tér, és ezzel együtt a közeg a rotorok forgásából következően a gép egyik vége felől a másik felé mozog, miközben megvalósul a sűrítés. A beömlő nyílás általában a rotorok egyik végénél felül kezdődik, alakja követi a rotorok spirál menetét (2.3.2. ábra).



forrás: youtube.com

2.3.2. ábra: Csavarkompresszor működése 1.

A kifelé forgó rotorok menetei szétnyílnak, egymástól elválva helyet hagyva a közegnek, ahova az beáramlik. A forgás során egy menetköz egy egyre hosszabb, görbe vonalú, V alakú teret hoz létre (2.3.3. ábra). A beszívás addig tart, amíg a menet el nem éri a beömlő nyílás szélét.



forrás: youtube.com

2.3.3. ábra: Csavarkompresszor működése 2. és 3.

Ebben az állapotban a közeg térfogata maximális, nyomása még a szívóoldali nyomással közel azonos, hiszen a kompresszió még nem kezdődött el. Ahogy a rotorok tovább forognak, a tér elhagyja a beömlő nyílás peremét és ezzel bezárul. Az alsó részen a forgásból következően a menetek újra egymásba fordulnak, megkezdődik a kompresszió, hiszen a közeg sehova nem tud eltávozni.

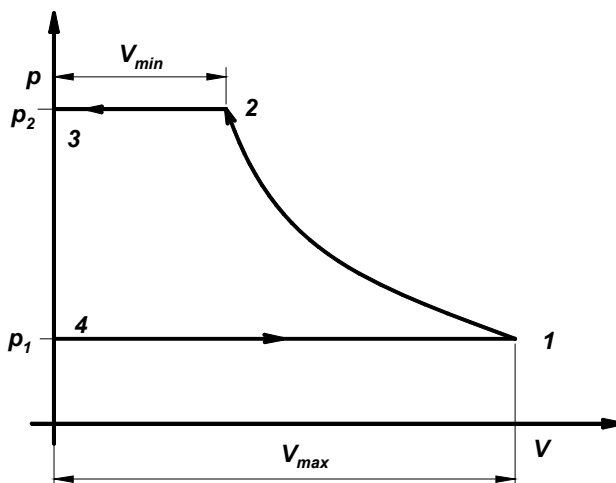


forrás: youtube.com

2.3.4. ábra: Csavarkompresszor működése 4. és 5.

A kompresszió egészen addig tart, amíg a közeg el nem éri a szintén a rotorok menetéhez igazított alakú kiömlőnyílást (a 2.3.4. ábrán sárgával jelölt rész). A közeg térfogata ekkor minimális. A két térfogat (max. és min.) aránya a térfogatviszony, amelyhez tartozik egy üzemi nyomásviszony is. Ez után a rotorok forgása kinyomja az adott menetből a komprimált közeget. (Meg kell említeni, hogy a kiáramlás már előbb is megkezdődhet a kompresszor alsó részén elhelyezett forgószelep nyitott állapota mellett, ld. később a szabályozásnál). A többi menetbe szorult közeg a fordulatszámnak és a méreteknek megfelelő időközzel követi az előzőt. Mivel a fordulatszám relatíve nagy, a közegszállítás nagyjából egyenletesnek tekinthető.

A gép kialakításából következik, hogy nincs károstér. Ennek megfelelően a gépre jellemző indikátordiagram a 2.3.5. ábrán látható.



2.3.5. ábra: Csavarkompresszor indikátordiagramja

A kompresszor elméleti szállítását a rotorok geometriája és fordulatszáma alapján lehet meghatározni.

2.3.2. Főbb jellemzők

A gépek lehetnek egy- vagy több fokozatúak. Több fokozat esetén több rotor-pár van a berendezésen belül. Vannak olyan kialakítások, ahol a rotor-párok egy házban kapnak helyet, és olyan is, amikor az első fokozat egyik rotorja a második fokozat rotorjával közös tengelyen van (tandem kialakítás). Több fokozatot a hatásfok javítása vagy a nyomásviszony növelése érdekében alkalmaznak.

Az átáramlás irányából és a gép jellegéből eredően a csavarkompresszorok kompakt, nyugodt járású gépek, melyeket nem szükséges rugalmasan ágyazni. Ennek ellenére a nagy fordulatszámmal működő berendezéseknél a nagyfrekvenciás rezgések elkerülése érdekében mégis rugalmas alapozást készítenek.

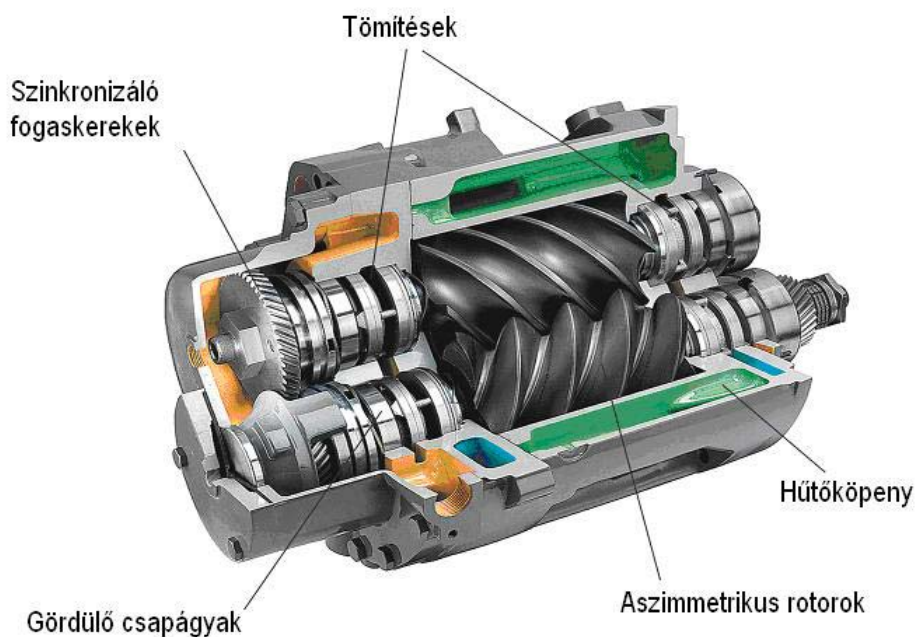
Ugyanakkor az axiális átáramlásból származóan a csavarkompresszorok rotorjain jelentős axiális erők is ébrednek. A forgórészek csapágyazása ezért általában golyós vagy kúpörgős. A csapágyazásnak alapvető funkciója van a rotorok és a ház között kialakuló rés méretének beállítása szempontjából. A rések minimalizálása a volumetrikus hatásfok növelése érdekében különösen fontos. Az illesztési hézagok mérete a tengelyirányú rotor-elmozdulás kiküszöbölésének tökéletességétől, a csapágyak minőségétől valamint a rotorok és a záró fedelek legyártásakor elért forgácsolási pontosságtól, az esetleges kenőanyag-befecskendezéstől valamint az üzem közbeni hőtágulásoktól is függ. E miatt a csavarkompresszor rotorjait precíziós forgácsolással kell előállítani. A csapágyak kopása az egyes, eredetileg nem érintkező elemek játékát megnöveli, ami miatt érintkezések, kopás, esetleg az egész gép tönkremenetele következhet be.

A visszaáramlásból származó veszteség csökkentése érdekében a csavarkompresszorokat sokszor nagy fordulatszámmal működtetik. Ezt legtöbbször fordulatszám-növelő fogaskerekes vagy szíjhajtásos erőátvitellel érik el. Az ilyen hajtás azonban a mechanikai hatásfokot rontja, kb. 5-8%-kal. A volumetrikus hatásfok a rotorok átmérőjének növelésével is javítható, hiszen így a relatív résméret csökken. A kompresszorokra jellemző, hogy a rotorok hosszának és átmérőjének aránya 1,5-2,5 között van. A kisebb értékek jobb volumetrikus hatásfokot, de nagyobb gépméreteket adnak. Tájékoztatóul: egy kisméretű, 2-es nyomásviszonnyal dolgozó motorfeltöltő csavarkompresszor volumetrikus hatásfoka az 5000-20000 1/min fordulatszám tartományon 0,74-ről 0,9-re nő

Manapság a csavarkompresszorok alapvetően kétféle kivitelben készül-

nek: kenésmentes, és kenéses változatok terjedtek el. A kenéssel rendelkező kialakításoknál régen általánosan olajat használtak, ezért ezeket sokszor olajkenésű vagy olajbefecskendezéses gépeknek hívták. Mára azonban a hagyományos olajat a legtöbb esetben felváltották a hosszabb élettartamú és tisztább, szélesebb hőmérséklettartományban használható szintetikus és szilikon alapú kenőanyagok.

A kenésmentes kialakításnál a két forgórész nem ér össze, mind a profilok, mind a profilok és a ház között minimális (pár század mm) rés van. Ez csak nagyon precíz gyártás és szinkronizáló fogaskerekek segítségével érhető el. Ennél a megoldásnál a volumetrikus hatásfok rosszabb, de a közeg ugyanolyan minőségű, mint amilyen a belépés előtt volt. A kenőanyag hiánya azonban magas kompressziós véghőmérsékletet ($< 200^{\circ}\text{C}$) eredményez, így az ilyen kialakítású gépeket egy fokozatban csak alacsonyabb, *max. 3 bar* végnyomásig készítik. Két fokozat és közbenső visszahűtés alkalmazásával akár a *13 bar* is elérhető. Az ilyen gépek teljesítménytartománya *18-3000 kW* közé tehető, míg a jellemző fordulatszám a *6000-25000 1/min* tartományba esik. Kenésmentes gépeket elsősorban olyan helyen alkalmaznak, ahol nagy tisztaságú levegőre van szükség, pl. fogászat, félvezetőgyártás, gyógyszer- és élelmiszeripar.



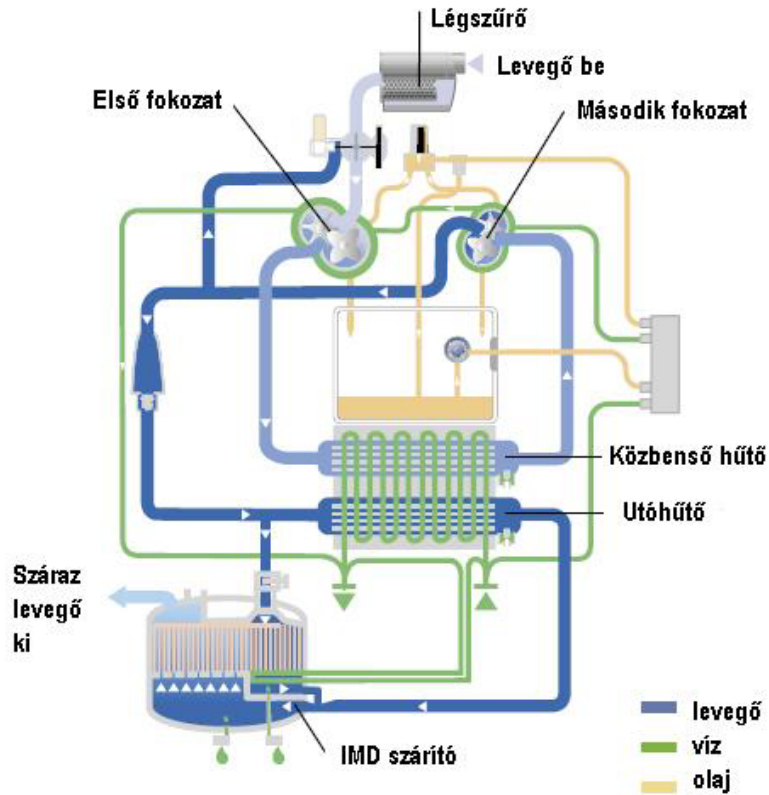
forrás: atlascopco.com

2.3.6. ábra: Kenés nélküli csavarkompresszor

A kenéssel rendelkező csavarkompresszorban a kenőanyag befecskendezésével lehetőség nyílik a szinkronizáló fogaskerékpár elhagyására, itt ugyanis a kenés miatt a két rotor összeérhet, és így az egyik hajthatja a másikat. A befecskendezett kenő közeg – a lamellás gépekhez hasonlóan – itt is kenőfilmet alkot, de mivel profilok érintkezési vonala csak egy vékony vonal, így itt nagyobbak a terhelések, és a kenőfilm könnyen megszakadhat. A bejuttatott kenőanyag a hűtő és tömítő anyag szerepét is ellátja, így a kompresszió után a gáz hőmérséklete alacsonyabb, a gép volumetrikus hatásfoka jobb, mint a kenésmentes kialakításnál. A kenőanyagot általában 50°C körüli hőmérsékleten juttatják be a rotorokhoz olyan mennyiségben, hogy a hőmérséklete a kompresszió végére se menjen 85°C fölé. A kenéses gépeknél azonban a közeg a kenőanyaggal szennyezett, így a kompresszió után ennek eltávolítására van szükség. A szeparálást általában több lépcsőben, irányváltoztatással, áramlási sebességcsökkentéssel, és különböző anyagokból készült szűrőkkel végzik. Ezekkel a megoldásokkal a kompresszió után egyébként $2-15\text{ mg/m}^3$ kenőanyaggal rendelkező közegből kb. $0,1-1\text{ mg/m}^3$ szennyezőanyag-tartalmat tudnak elérni, amely a korábban a kenésmentes gépek kapcsán említett alkalmazásokhoz koránt sem elegendő tisztaság. Így az ilyen gépeket csak ott alkalmazzák, ahol ez nem jelent problémát (pl. a levegőben maradó olaj a sűrített levegőt használó gépeket egyáltalán nem károsítja, sőt akár hasznosnak is tekinthető, noha a gép kenését nem helyettesíti).

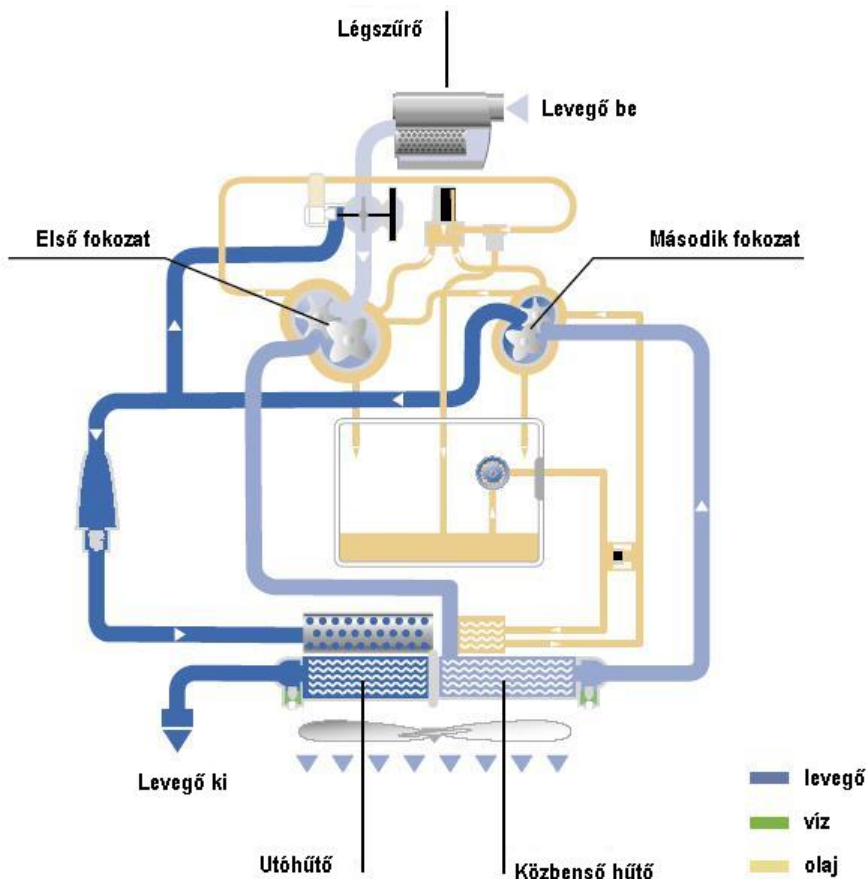
Levegőt szállító kompresszoroknál a szárazon futó kétfokozatú gépeket egyre inkább felváltja egy újabb megoldás, amikor nem kenőanyagot, hanem nagytisztaságú vizet használnak. A víz a csapágyak kenése mellett tömíteni és a kompressziós hőt elvonni is alkalmas, így az olaj az egész rendszerből „számúzhető”. Vízpára egyébként is megtalálható a levegőben, ehhez adódik hozzá a befecskendezett vízmennyiség. A levegő minőségével kapcsolatos igényeknek megfelelően a levegőt egyébként is szárítani kell, így a víz befecskendezése és annak eltávolítása nem jelent külön feladatot. A hűtés ebben a változatban olyan jó, hogy a levegő kb. 60°C -on lép ki a berendezésből, miután majdnem izotermikus kompresszió esik át. A közel izotermikus kompresszió a berendezés munkaszükségletét és így teljesítményigényét is csökkenti. Az ilyen gépeket ma általában alacsonyabb fordulatszámon, egy fokozat mellett nagyobb nyomásszinten tudják járatni. Az alacsonyabb fordulatszám – kb. 3500 1/min – egyben azt is jelenti, hogy a gép előtt nem kell gyorsító hajtóművet alkalmazni, mely nyilvánvalóan további energia-megtakarítást eredményez. A tiszta, teljesen olajmentes levegő iránti egyre növekvő igény a vizes kompresszort egyre inkább a kenőanyag-befecskendezéses gépek potenciális versenytársává is teszi.

A víz vagy a kenőanyag, illetve a közeg utóhűtésére (több fokozat esetén a közbenső hűtésre) itt is a levegő- és vízhűtés terjedt el.



forrás: atlascopco.com

2.3.7. ábra: Vízhűtéses kétfokozatú csavarkompresszor berendezés sémája



forrás: atlascopco.com

2.3.8. ábra: Léghűtéses kétfokozatú csavarkompresszor berendezés elvi vázlata

A csavarkompresszorok járműipari alkalmazási területe a lamellás gépekéhez nagyjából hasonló. Előszeretettel alkalmazzák ezeket a gépeket is tehergépjárművek rakodórendszerében, autóbuszokon, vasutakon, pneumatikus eszközök hajtására, járművek hűtő- és légkondicionáló rendszereiben, halászhajók jégkészítő berendezéseiben. Számos helyen a Roots-fűvő vagy a centrifugál kompresszor helyett a járműmotorok feltöltéséhez is használják. Ahol a kisméretű dugattyús gépek szállító képességénél nagyobb, de a centrifugálkompresszorokénál kisebb közegmennyiségekre van szükség, ott a csavarkompresszor igen jó megoldás. A kompresszorok hajtómotorja jellemzően villamos motor, járműveken azonban sokszor a dízel hajtással is lehet találkozni.

2.3.3. Szabályozás

Az elmúlt időben a kompresszorgyártók számos különböző szabályozási stratégiát dolgoztak ki. Ezek között vannak olyanok, amelyek szakaszos, és vannak, amelyek folyamatos részterhelésen való üzemet biztosítanak.

Ki- és bekapcsolás

A ki- és bekapcsolás a legegyszerűbb szabályozási mód a csavarkompresszoroknál is. A nyomó oldalon elhelyezett egyszerű nyomáskapcsoló a motort ki- be kapcsolja. Ez a fajta szabályozás ugyanakkor nem használható abban az esetben, amikor a szállítási igény sűrűn és nagy határok között változik. Ebben az esetben a hajtó gépet sokszor kellene ki- és bekapcsolni, ami a gép túlmelegedéséhez vezethet. Jellemzően a kisteljesítményű ($<25kW$) gépeknél alkalmazott módszer.

Szívóvezeték elzárása (üresjáratba kapcsolás)

Amikor a kompresszor elérte a megfelelő nyomásszintet a rendszerben, egy automatika elzárja a szívóvezetékbe épített szelepet, ezzel üresjáratba helyezve a kompresszort. A hajtó gép továbbra is hajtja a kompresszor forgó részeit, de a közegszállítás megszűnik. A csavargép teljesítményfelvétele ilyenkor a névleges érték 15-35%-a. Ezzel a módszerrel csökkenteni lehet a ki-be kapcsolások számát, így növelve a gép élettartamát.

Szívóvezeték fojtása (moduláció)

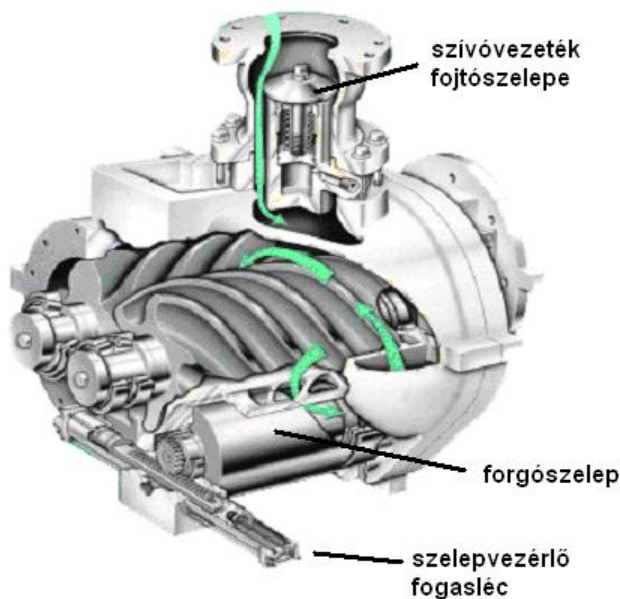
A csökkenő közegigény eredményeképp megnövekvő nyomást észlelve az automatika a nyomásnövekedéssel arányos jelet küld a szívóvezeték fojtószelepéhez. A fojtás révén – mint azt korábban láttuk – a kompresszió kezdeti nyomása és így a ténylegesen beszívott térfogat (töltési fok) csökken, ez pedig a szállított közeg mennyiségének a csökkenéséhez is vezet. Ezt a megoldást a névleges közegszállítás 40%-a alatt már nem érdemes alkalmazni a rossz hatásfok miatt, ekkor a szívóvezeték teljes lezárásával célszerű üresbe tenni a kompresszort. A megoldás csak kenőanyag-befecskendezéses gépekben alkalmazható, és ott is a gazdaságtalan megoldások közé tartozik.

E három szabályozási mód kombinációját szokták sokszor alkalmazni, a lamellás kompresszoroknál elmondottakhoz hasonlóan.

Csúszó- vagy forgószelepes szabályozás

Ez a módszer kifejezetten a csavarkompresszorok sajátos szabályozási módja, mely tulajdonképpen a szállított közeg egy részének a kiömlőnyílás előtti kiáramlását teszi lehetővé. Ezt a módszert a szívóvezeték fojtásával kombinálva igen pontos nyomásszabályozást lehet elérni úgy, hogy a hatásfok a részterhelés mellett sem romlik túlzott mértékben.

A ház aljában elhelyezkedő forgószelep az igényeknek megfelelően annyi rést zár, amennyivel biztosítható, hogy a csavarpár attól a ponttól kezdve csak annyi levegőt komprimáljon, amennyire ténylegesen szükség van. A változó közegszállítást így nagyjából állandó nyomásviszony mellett tudják megvalósítani, a berendezés folyamatosan optimális körülmények között dolgozik. Ezáltal a rendszer kettős célt ér el, egyrészt csak annyi közeget sűrít, amennyire a felhasználónak valóban szüksége van, másrészt elkerüli a nyomásviszony változásból adódó energiaveszteségeket.



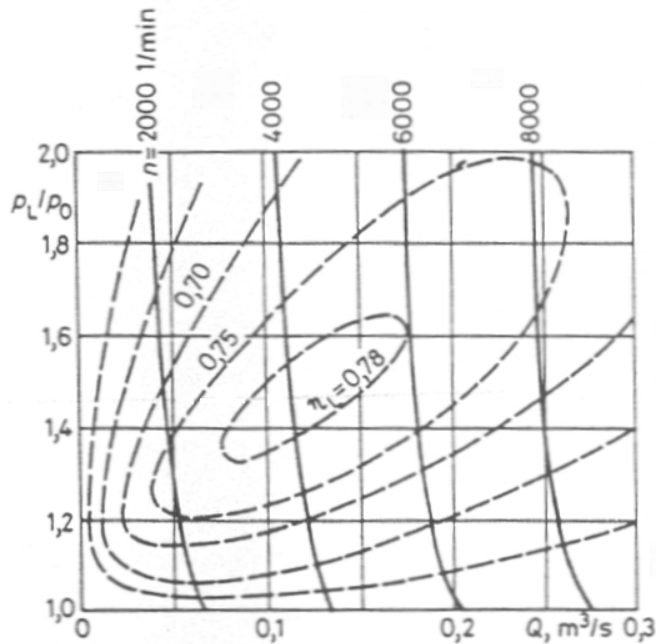
forrás: gardner-denver.com

2.3.9. ábra: Forgószeleppel szabályozható csavarkompresszor

Fordulatszám-szabályozás

Az egyik leghatékonyabb szabályozási mód, amikor a hajtó gép fordulatszámának változtatásával érjük el a kompresszor közegszállításának változását. Ehhez azonban relatíve drága változtatható frekvenciájú

váltakozóáramú motorokra, vagy kefe nélküli egyenáramú motorokra van szükség. A változtatható fordulatszámú motorok hatásfoka is csökken a névlegestől eltérő fordulatszámokon, így mindezek az alkalmazás gazdaságosságát rontják. Ugyanakkor a fordulatszám változtatásával a végnyomás nagyon pontosan tartható változó szállítás mellett is, és a közegszállítás és a teljesítményfelvétel gyakorlatilag lineárisan változik.



2.3.10. ábra: Csavarkompresszor jelleggörbéje

2.4. Spirálkompresszor

A spirálkompresszor tulajdonképpen forgódugattyús térfogatkiszorítású gép. A működési elv a 20. század eleje óta ismert, de a nagyüzemi gyártást a gyártástechnológia megfelelő szintre emelkedésével csak az 1970-es években kezdték el.

2.4.1. Működési elv

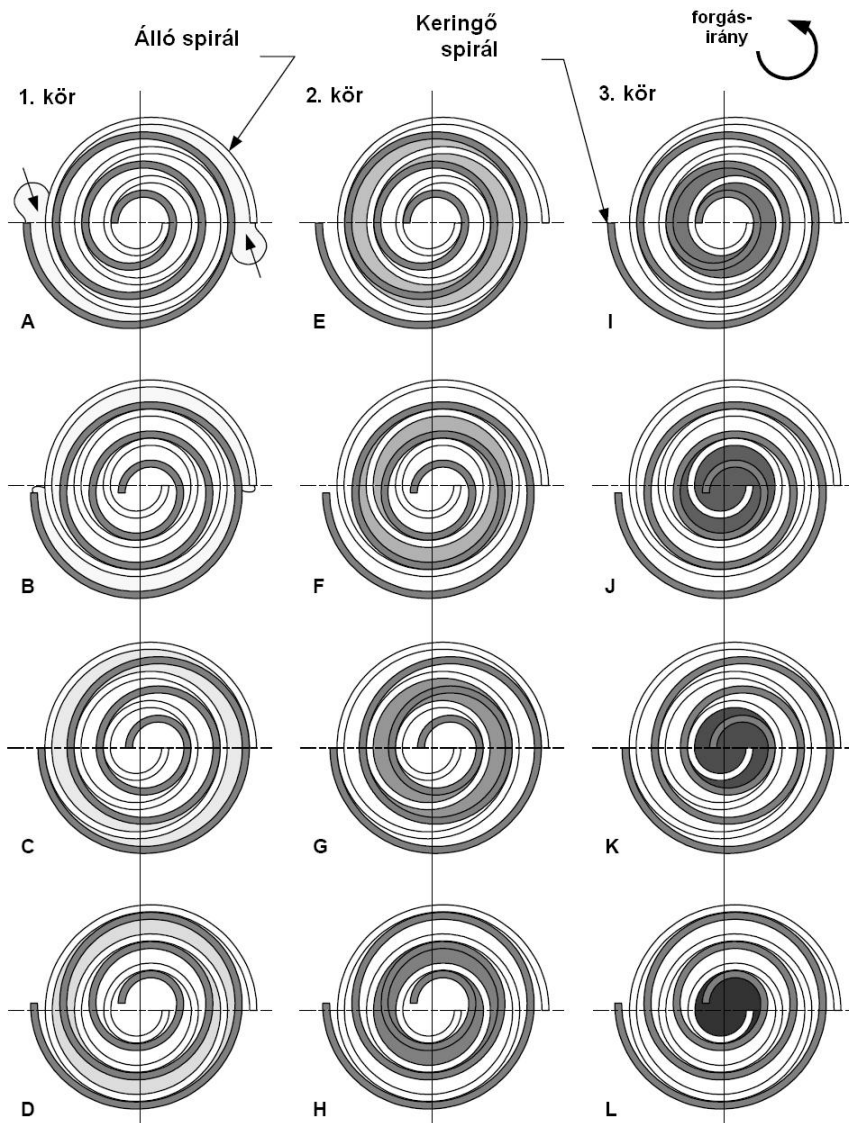
A spirálkompresszor két egymásba forduló spirális alakú alkatrészből áll, melyek egyike áll, a másik pedig mozog. A spirál alakja lehet evolvens, archimédeszi spirál, esetleg más hibrid görbe (2.4.1. ábra).



forrás: www.emgsi.com

2.4.1. ábra: Spirálkompresszor álló és mozgó spiráljai

A két spirál teljesen azonos geometriával rendelkeznek, az összerakáshoz azonban az egyiket át, majd 180° -kal el is kell fordítani. A mozgó alkatrészt egy excentrikus tengely hajtja egy speciális, ún. Oldham tengelykapcsolón keresztül, mely megakadályozza az elem forgását. Így az alsó mozgó spirál csak keringő mozgást végez. A gép működését a 2.4.2. ábra segítségével mutatjuk be.



forrás: Carrier

2.4.2. ábra: Spirálkompresszor kompressziófolyamata

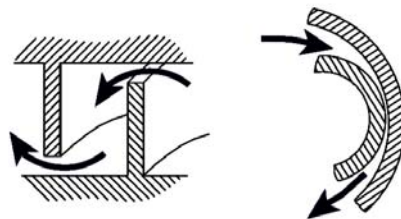
A spirálok összerakott állapotában a spirálok között cápauszony alakú zárt terek alakulnak ki. Ahogy a mozgó spirál a rajzolt irányba kering, a rajzon látható zárési pontok (ahol a spirálok elméletileg összeérnek), és ezáltal a zárt „zsebek” is a kör közepe felé mozdulnak el. A csökkenő sugár következtében – ez az ábráról is egyértelműen látható – a spirálok közé bezárt térfogat csökken, így a szállított közeg nyomása nő, vagyis

megvalósul a sűrítés. Az A helyzetben a két spirál teljesen nyitott állapotban van (a szívási ütem már tulajdonképpen a K pontban megkezdődött, amikor a két spirál külső széle elvált egymástól), a C állapotban pedig az első zseb a keringés eredményeképp bezáródik, itt van az adott zseb szívási ütemének vége. Ebben az állapotban határozható meg a maximálisan beszívott térfogat (V_{max}). A vizsgált első teljes fordulat végére ez a zseb már el is mozdul a középpontban elhelyezett kiömlő nyílás felé, a spirál vége pedig már kezd eltávolodni a másik spiráltól, újra teret nyitva így az alacsony nyomású közeg számára (D). A második teljes fordulat során a vizsgált térfogatrész közelít a középpont felé, miközben nagysága csökken, a közeg nyomása pedig nő. A harmadik fordulat kezdetekor a vizsgált zseb éppen a középpont előtt van (I). Amint a két spirál belső vége közötti zárás megszűnik (J), a közeg a kiömlő nyíláson kiáramlik. A harmadik fordulat további részében a teljes kitolás valósul meg. A C és J állapotokhoz tartozó térfogatok aránya adja meg a térfogatviszonyt. Minden egyes új kör újra elindít egy ciklust, így egy adott időben a gépen belül három szimmetrikus, cápauszony alakú, de különböző (alacsony, közepes és nagy) nyomású tér van. Az A és L helyzet között teljesen folyamatos kompresszió valósul meg, egyenletes közegszállítást, nagyon alacsony zaj- és rezgés kibocsátást biztosítva.

2.4.2. Főbb jellemzők

A spirálok szimmetriájából következik, hogy a radiális gázerő – amely az egyes zsebekbe zárt különböző nyomású közegekből származik – a gépen belül teljesen kiegyenlítődik, így ilyen terhelése nincs az elemeknek.

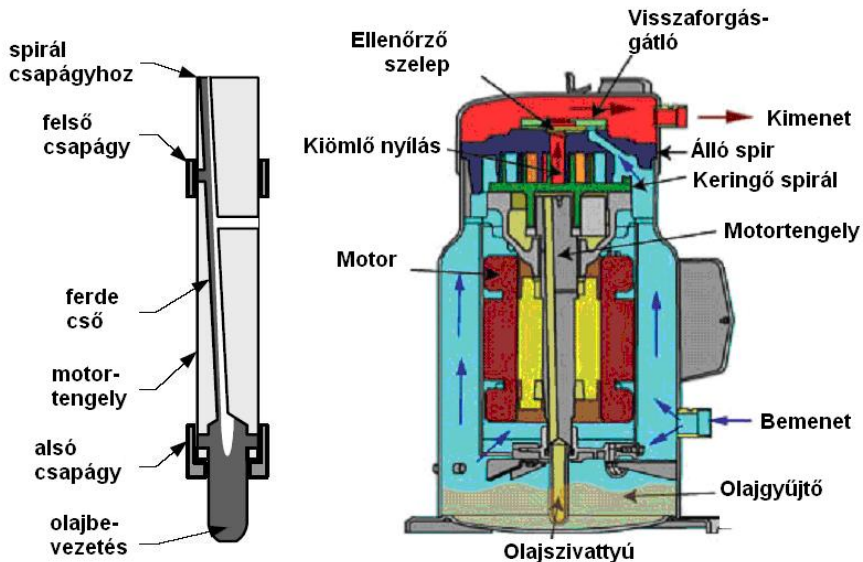
A működési elvből látható, hogy a spirálkompresszornak sincs károstere, így a töltési fok 100%, ami a szállítási fok javulását jelenti a dugattyús kompresszorokhoz képest. Volumetrikus veszteségek természetesen itt is jelentkeznek, hiszen a két spirál elem között mind axiális, mind radiális irányban elvileg lehetnek rések (2.4.3. ábra).



forrás: Carrier

2.4.3. ábra: Axiális (balra) és radiális (jobbra) rések a spirálkompresszorban

A gyakorlatban azonban az axiális réseket általában tömítik, a spirál anyagába mart horonyba illesztett grafit vagy más anyagú tömítő elemmel. A folyamatos tömítés érdekében a tömítést a gáz nyomása nyomja a felületre állandóan. A tömítés felülete relatíve kicsi a súrlódási veszteségek csökkentése érdekében. A radiális rés csökkentésére az egyik módszer, hogy a spirálokat úgy gyártják, hogy radiális irányban összeérjenek. Ebben az esetben az új gépnél még nem tökéletes az illeszkedés, de bizonyos üzemidő után az elemek összekopnak (minimális kopásra gondoljunk csak!). A volumetrikus hatásfok tehát folyamatosan javul egy meghatározott értékre. A másik megoldás, hogy a spirálok nem érnek össze, és az érintkezés elkerülése végett a keringést mechanikusan nagyon pontosan szabályozzák. Ezek a gépek természetesen semmilyen kopást nem szenvednek, hiszen nincs érintkező alkatrész. Mindehhez természetesen a gyártás folyamán csak mikrométerben mérhető tűrések engedhetők meg, az alkatrészeket csak speciális forgácsolási eljárásokkal lehet elkészíteni. Egy tipikus spirálkompresszor felépítését mutatja a 2.4.4 ábra.



forrás: http://www.berg-group.com/Refrigeration_SystemComponent.htm

2.4.4. ábra: Hűtőgép spirálkompresszorának felépítése

A ház alsó, lényegesen nagyobb része a kisnyomású tér, itt található a motor, az olajszivattyú, a beömlőnyílás. A felső részen van a nagy nyomású közeg számára hagyott kisebb rész, amely pulzálás-, zaj-, és vibrációcsillapító funkciót is betölt, noha a gépre ezek csak minimális mérték-

ben jellemzők. A keringő spirál csapágyához egy speciális szivattyú juttatja el az olajat alulról. Az elem külön is látható az ábrán. Mivel a ferde cső felső része a mozgó spirál tengelyével együtt forog, az olaj a centrifugális erő révén „magától” feljut a csapágyhoz. A gépben nincsen szívószelep, viszont alkalmazástól függően, nagyobb nyomásviszony esetén nyomószelep előfordulhat. Ez javítja a kompresszor hatásfokát, ha a kompresszor sűrűn dolgozik a méretezési nyomásznintnél magasabb értékre. Amennyiben a méretezési nyomásviszonynak megfelelően dolgozik a gép, akkor nem kell nyomószelep, mert csak felesleges áramlási ellenállást, és így hatásfokcsökkenést eredményezne. A méretezési üzemállapotban a gép izentrópiikus hatásfoka kicsit nagyobb, mint a dugattyús kompresszoré.

A spirálkompresszorok az alternáló mozgást végző dugattyús kompresszorokhoz képest számos előnnyel rendelkeznek. Ezek között megemlíthető, hogy az ilyen gépek hatásfoka jobb, nincs henger, dugattyú, szelep (gyakorlatilag egy mozgó alkatrész van benne), összeségében is kevés alkatrészből állnak, mindezek miatt kis karbantartásigény és nagy megbízhatóság jellemzi őket. A működés jellegéből következően minimális a zaj- és rezgés kibocsátás, a gépek relatíve kis méretűek és kis tömegűek.

A spirálkompresszorok leginkább hűtő- és klímaberendezések hűtőkompresszoraiként terjedtek el a járműiparban. Megtalálhatók gyakorlatilag mindenfajta jármű klímaberendezésében, de előszeretettel alkalmazzák a hűtött konténerek vagy járműfelépítmények hűtésére is. A spirálkompresszor előretörését jól jellemzi, hogy míg 10 évvel ezelőtt a hűtött konténerek csak kb. 5%-nál használtak ilyen kompresszort, ma a gyártók fele ezt a típust preferálja. Bizonyos esetekben (pl. régebbi Volkswagen típusokban) járműmotorok feltöltésére is használták.

2.4.3. Szabályozás

A spirálkompresszor közegszállításának szabályozására több módszer is elterjedt. A változó igények mellett minimális teljesítményfelvételt a fordulatszám-szabályozás és a spirálok axiális elválasztásával való szabályozás ad. Előbbi nem igényel már különösebb magyarázatot. Utóbbi megoldásnál a felső, álló spirált egy dugattyú képes elmozdítani axiális irányban, így a kompresszióhoz szükséges zárt tér megszűnik. A dugattyút az odavezetett nyomóoldali közeg nyomása emeli meg. A vezérlő szelep működtetéséhez mindig szükség van egy minimális közegszállításra. Ezzel a megoldással a közegszállítást a névleges értékhez képest 10-100% között lehet változtatni oly módon, hogy az álló spirált időben szakaszosan elemelik-visszaengedik a forgó spirálra. Pl. 20 másodperces ciklus

esetén, ha a dugattyú 10 másodpercig üresjáratba, 10 másodpercig terhelt állapotba teszi a rendszert, akkor a kimenő közegmennyiség a névleges fele lesz, 8 és 12 másodperc esetén 40%, stb. A leírásból látható, hogy ebben az esetben a volumetrikus hatásfok változtatásán keresztül valósul meg a szabályozás.

A kompresszor szabályozásának másik módja, hogy a spirál homloklapján, megfelelő helyeken több nyitható-zárható rést alakítanak ki. Amennyiben az összes rés zárt állapotban van, a kompresszor a névleges szállítással rendelkezik. A szívó oldalhoz legközelebbi rés nyitásával késleltetni lehet a kompresszió kezdetét, mivel a közeg egyik zárt térből a másikba tud áramlani, a nyomás ki tud egyenlítődni. A közegszállítás attól függ, hogy hány rés van nyitva, és azok hol helyezkednek el. Egyes nagyobb gépeknél a kiömlőnyílás mérete és pozíciója is változtatható, ezzel további szabályozási lehetőséget biztosítva.

Végül de nem utolsó sorban megemlítjük, hogy több gépegységből összeállított rendszereknél az egyes gépek ki-be kapcsolási is bevett szabályozási módszer.

2.5. Dugattyús szivattyúk

2.5.1. A dugattyús szivattyúk típusai

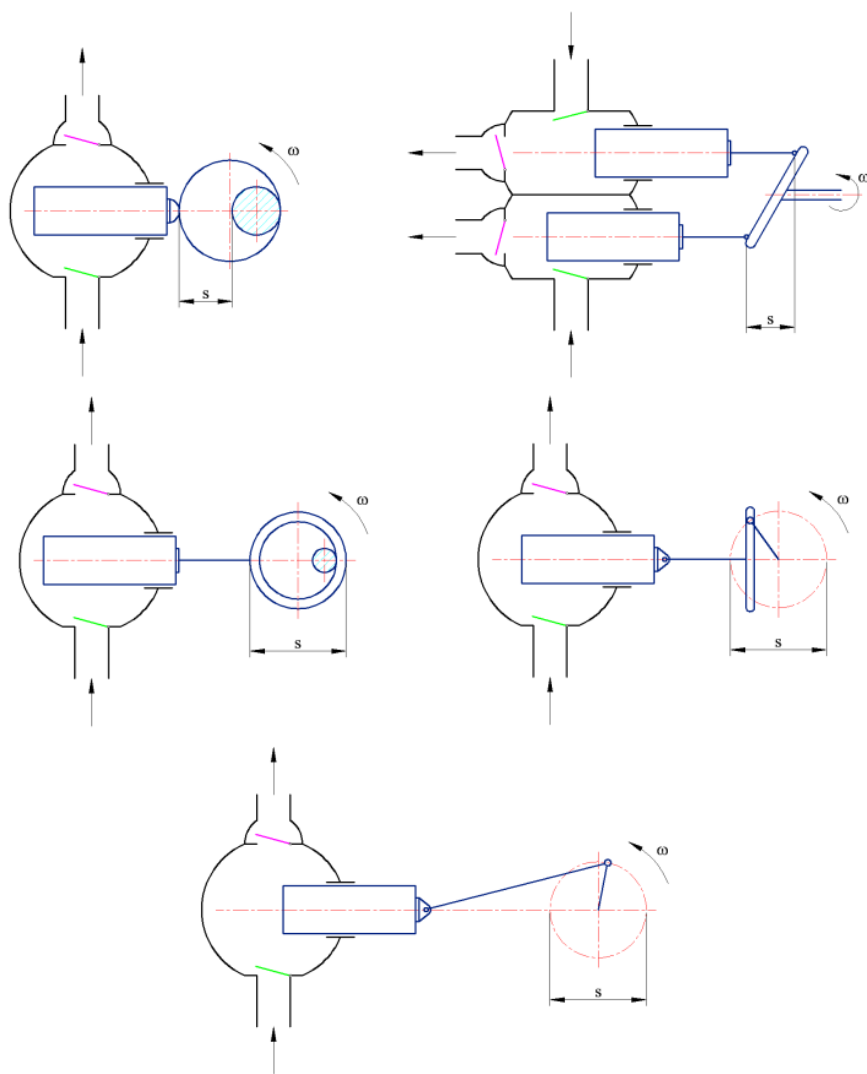
A dugattyús szivattyúk csoportosítását többféle megközelítésből is megtehetjük.

Dugattyútípusok szerint:

- Tárcsás dugattyúk: Az energiaátalakítást végző elem egy relatív kis palásthosszal rendelkező henger, mely a térfogatkiszorítást az elmozdulásával (lökethossz) hozza létre. Szükséges ehhez, hogy a hengerpalást tömítéssel illeszkedjen a szintén henger alakú nyomóter falához.
- Búvár dugattyúk: A térfogatkiszorítást egy relatív hosszú palásthosszal rendelkező henger végzi úgy, hogy a szivattyú nyomóteréből a betolt dugattyútérfogatnak megfelelő térfogatot kiszorít. A szivattyú nyomótere és a környezet közötti tömítést általában a szivattyúköpenybe ágyazott, álló tömítések a dugattyúpalást felületével érintkezve valósítják meg.
- Lépcsős dugattyúk: A búvárdugattyúhoz hasonló elven működő, változó keresztmetszetű henger alakú dugattyú. Általában speciálisan változó térfogatáram – igény kiszolgálására egyedi alakú dugattyúk.
- Szelepes dugattyúk: Olyan tárcsás vagy búvár dugattyúk, melyeknél a mozgó dugattyútesten helyezik el a szívó és/vagy nyomó szelepeket is.

A dugattyúk meghajtása szerint:

- Szabadlökötű dugattyúk: A meghajtás közvetlenül a mozgási energiát előállító pl. gőzdugattyúról kapja a szivattyú úgy, hogy a dugattyús gőzgép és a szivattyú dugattyúrúdja közös.
- Kényszerlökötű dugattyúk: A meghajtást egy mechanizmus közvetítésével biztosítjuk a dugattyú számára, mely mechanizmus a forgó mozgást egyenes vonalú mozgássá alakítja. A meghajtó mechanizmus igen sokféle lehet.



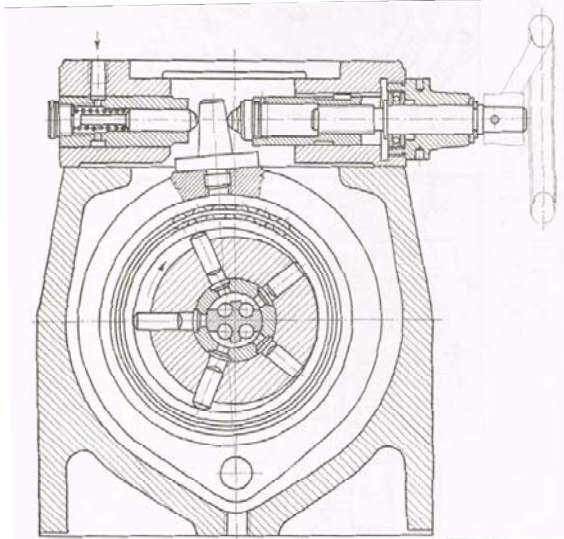
2.5.1. ábra: Kényszerlökötű dugattyúk

A hengerek száma szerint beszélhetünk egy illetve többhengeres szivattyúkról. A többhengeres szivattyúk számításánál a hengerszámot „z” betű szokta jelölni.

A dugattyú működése szerint egy, illetve kétszeres működésű dugattyúkat különböztethetünk meg, aszerint, hogy egy lengés alatt a dugattyú hány nyomóütemet (és ezzel együtt szívó ütemet) valósít meg. Számításaink során ezt a működési számmal ($i = 1$ vagy 2) vesszük figyelembe.

A dugattyúk elrendezése alapján

- Soros elrendezésű: Egymással sorban elhelyezett hengerekben mozognak a dugattyúk, jellemzően forgattyús mechanizmussal meghajtva. A járműiparban jellemzően a Diesel motorok tömbadagoló szivattyúira jellemző ez a kialakítás. Egyszerű felépítésű, azonban a többi kialakításhoz képest nagyobb méretű és súlyú ez az elrendezés.
- V elrendezésű: Az egyes hengerek sorok a meghajtó forgattyús tengelyre egymástól eltérő szögben csatlakoznak. A soros elrendezésnél kisebb méretű, és kisebb tömegű kialakítás forma. Azonban a meghajtás tekintetében jóval bonyolultabb (pl.: forgattyús mechanizmus golyvás/mellévt/villás hajtórúddal) elrendezési forma.
- Radiális elrendezésű: A dugattyúk a meghajtó tengelyre sugár irányban helyezkednek el és együtt forognak azzal. A forgás közben a dugattyúk a külső kerületükön érintkeznek a forgó tengelyhez képest eltolt középpontú (excentricitás) házhoz. Az excentrikus elhelyezés révén a forgó dugattyúk alternáló mozgást végeznek, az excentricitás kétszeresének megfelelő lökethosszal: $s = 2 \cdot e$

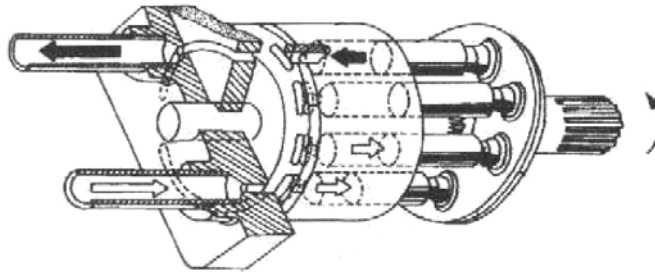


forrás: [2.23]

2.5.2. ábra: Radiál dugattyús szivattyú állítható lökethosszal.

A radiál dugattyús szivattyú típus jellegzetes alkalmazási példája a közlekedési eszközök terén, a nagyobb hajók kormányberendezése, amennyiben a kormánykerék és a kormánygép között hidraulikus kapcsolat van.

- Axiális elrendezésű: A szivattyú hengerei a forgórészben, a forgástengellyel párhuzamos furatok. A dugattyúkat egy álló tárcsa (ha ez a forgó alkatrész: bolygótárcsa) mozgatja a hengerben. Kinyomó rugóval, a tárcsában lévő pályán mozgó dugattyúvégekkel vagy a dugattyúvégek hidrodinamikus csapágyon (melynek nyomását a nyomótér nyomása határozza meg) keresztül történő rögzítésével lehet elérni azt, hogy a dugattyúk a szívó szakaszban is kövessék a tárcsát. A dugattyúk lökethosszát a bolygótárcsa dőlésszöge határozza meg: $s = 2 \cdot r \cdot \operatorname{tg} \alpha$



forrás: Emerland katalógus

2.5.3. ábra: Axiál dugattyús szivattyú

Az axiál dugattyús szivattyúkat gyakran alkalmazzák a közlekedési eszközökben, ugyanis e típus térfogatáram és nyomásviszony tartománya pont megfelelő. További előnye a szivattyútípusnak, hogy a bolygótárcsa dőlésszögének és a fordulatszám változtatásával könnyen lehet a szállított folyadékmennyiséget szabályozni (a forgásirány megfordítása nélkül is meg lehet változtatni a folyadék-szállítás irányát).

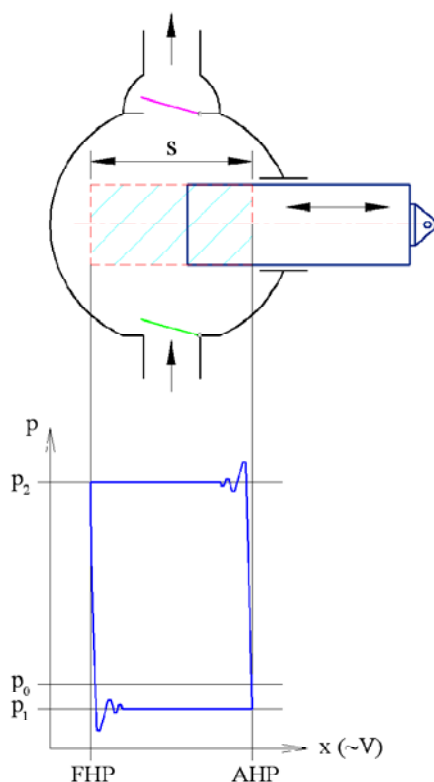
2.5.2. Működés, indikátor diagram

A dugattyús szivattyúk működési elvüket tekintve megegyeznek a dugattyús kompresszorokkal kivéve, hogy a szállított közeget összenyomhatatlannak ($\rho = \text{áll.}$) tekintjük. Így a dugattyú alsó holtpontjánál (AHP) – a veszteségektől eltekintve – izochor nyomásnövekedéssel indul a körfolyamat, melynek végnyomását a szivattyúval szemben támasztott nyomásigény határozza meg. A megkívánt nyomás (p_2) elérésekor a nyomó szelep nyit, és a dugattyú kitolja a szivattyú – térből a felülete $A = \frac{D^2 \pi}{4}$ és

lökethossza s (vagy a szivattyútérbe betolt dugattyútérfogat) által meghatározott folyadék térfogatot. A felső holtpont után (FHP) a dugattyú ellen-

kező irányú mozgása növekvő térfogatot hoz létre a szivattyútérben, melynek hatására a térben a nyomás lecsökken, ezért a nyomószelep bezár. Amikor a nyomás a térben a szivattyú szívó ága valamint a szívószelep által meghatározott nyomásra (p_1) csökken, a szívó szelep kinyit, és folyadékot enged a szivattyútérbe. A szívó szelep – ideális esetben – egészen az alsó holtpontig nyitva marad, majd a dugattyú mozgásirány váltása (csökkenő szivattyútér – térfogat) után a nyomásnövekedés hatására bezár.

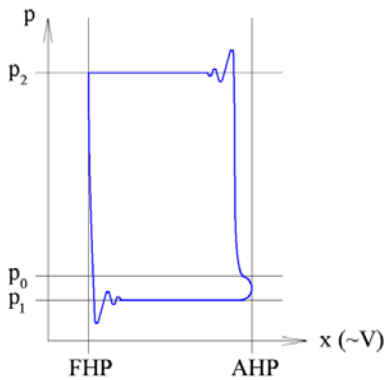
Meg kell jegyeznünk, hogy a fent leírt működés és a 2.1.1 ábrán ábrázolt indikátor diagram teljes mértékben csak a légüsttel szerelt dugattyús szivattyúknál igaz.



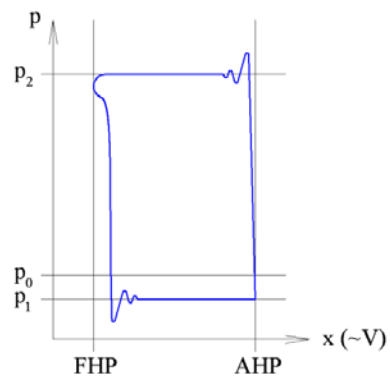
2.5.4. ábra: Dugattyús szivattyú működési vázlatja és indikátor diagramja

A vázolt dugattyús szivattyú indikátor diagramja nagyban hasonlít a dugattyús kompresszoréra, kivéve az alsó és felső holtpontnál lévő (elvileg izochor) nyomásnövekedés és nyomásesés szakaszokat. Ahogy a korábbi fejezetekben bemutattuk, a valóságos összenyomható közegeknél ezek

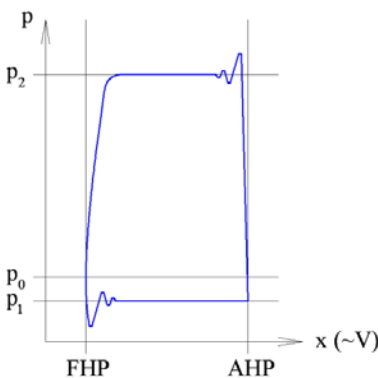
közel sem izochor állapotváltozások. A szivattyúnál $\rho = \text{áll.}$ miatt elvileg függőleges egyeneseket kellene látnunk az indikátor diagramon. Azonban azt tapasztalhatjuk, hogy a nyomásváltozások a dugattyú minimális elmozdulásával (azaz térfogatváltozással) tudnak megvalósulni. A gáz közeget sűrítő gépekhez képest a nyomásfelfutás szinte függőleges, meredeksége a cseppfolyós közeg rugalmasságától, a hidraulikus és a dugattyú tömítései által meghatározott volumetrikus veszteségektől függ. A szivattyú indikátor diagramjának felvétele a hozzáértő üzemeltető számára fontos, diagnosztikai eszköz. Érdekes tehát a szivattyú és a csőhálózat tervezésénél biztosítani a nyomásindikátor-óra csatlakoztatási lehetőségét (a legtöbb gyártó ezt már a szivattyún lehetővé teszi). Néhány alapvető, jellegzetes hibára utaló jelet láthatunk az alábbi diagramokon.



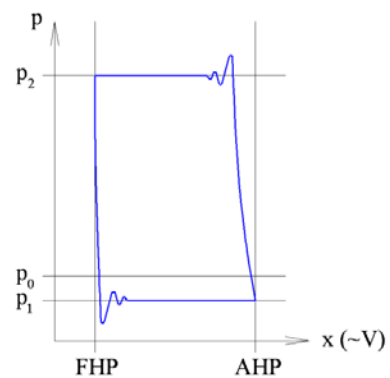
2.5.5. ábra: Szívószelep elkésett zárása



2.5.6. ábra: Nyomószelep elkésett zárása



2.5.7. ábra: Szívószelep tömítetlensége



2.5.8. ábra: Szívóütemben gáz került a szivattyúba

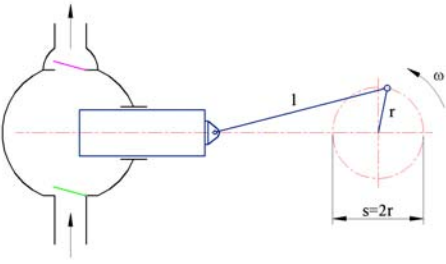
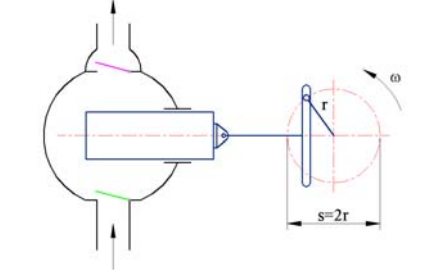
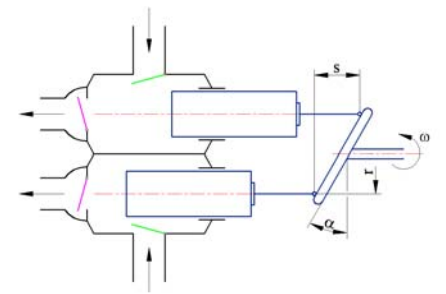
2.5.3. Folyadékszállítási diagram, légüst

A dugattyús szivattyúk szállított térfogatáramát a dugattyú(k) pillanatnyi sebessége határozza meg, ami a dugattyú(kat) meghajtó mechanizmustól függ. A szállított folyadékmennyiség az idő függvényében az egyhengeres, egyszeres működésű dugattyús szivattyú esetén:

$$q_v(t) = \eta_v \cdot A \cdot v(t) \quad (2.5.1)$$

ahol A : a dugattyú keresztmetszete

η_v : a dugattyú pillanatnyi volumetrikus hatásfoka

	$v(t) = r \cdot \omega \cdot \left[\sin(\omega \cdot t) + \frac{r}{2 \cdot l} \sin(2 \cdot \omega \cdot t) \right]$
	$v(t) = r \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t)$
	$v(t) = r \cdot \omega \cdot \operatorname{tg}(\alpha) \cdot \sin(\omega \cdot t)$

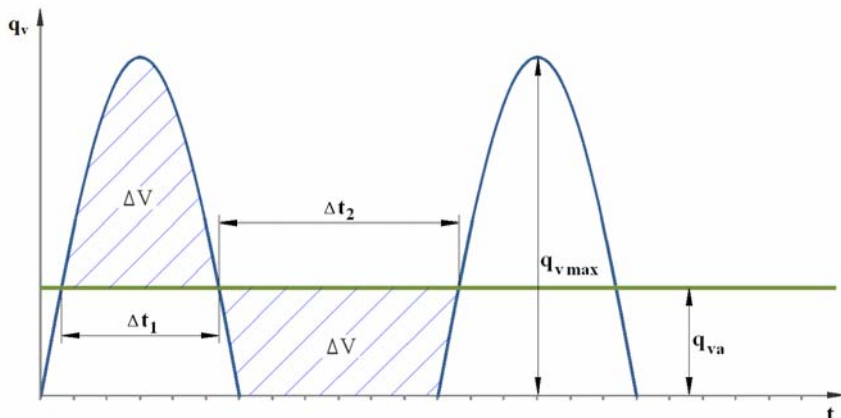
2.5.1. táblázat: Dugattyú sebesség függvények néhány jellemző meghajtó mechanizmusnál

A dugattyús szivattyúk átlagos folyadékszállítása a dugattyú keresztmetszet (A), a lökethossz (s), a hengerek száma (z), a dugattyúk működési

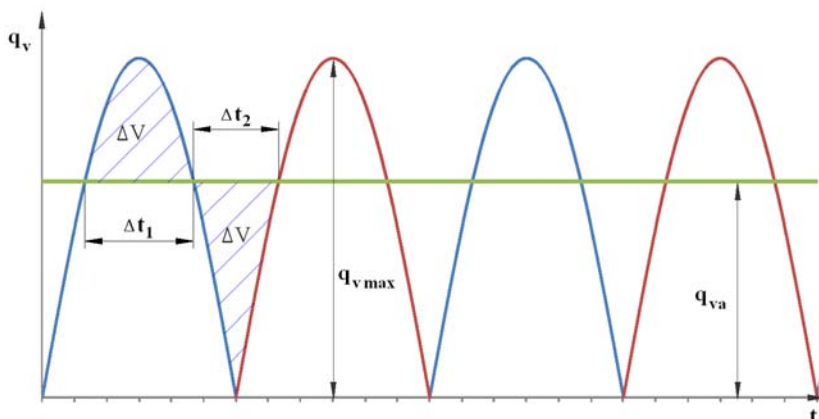
száma (i), a fordulatszám (n), és a szivattyú volumetrikus hatásfokának (η_v) ismeretében számítható:

$$q_{va} = A \cdot s \cdot z \cdot i \cdot n \cdot \eta_v \quad (2.5.2)$$

A 2.5.9. és 2.5.10. ábrákon az egy és kéthengeres, egyszeres működésű, kulisszás hajtóművel meghajtott dugattyús szivattyúk folyadékszállításának pillanatnyi értékét láthatjuk az idő függvényében. Természetesen az egyhengeres, kétszeres működésű gép görbéje megegyezik a 2.1.10. ábrán láthatóval.



2.5.9. ábra: Egyhengeres, egyszeres működésű dugattyús szivattyú folyadékszállítása



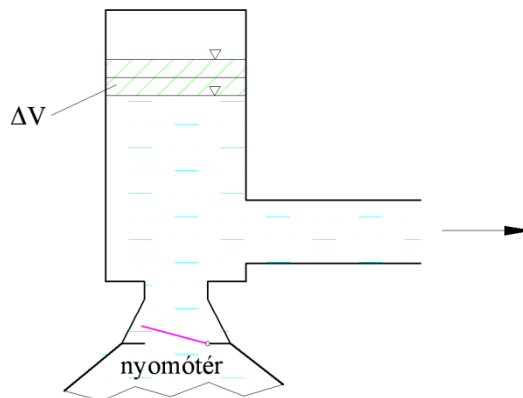
2.5.10. ábra: Kéthengeres, egyszeres működésű dugattyús szivattyú folyadékszállítása

Látható, hogy a szivattyú egy fordulat alatt Δt_1 ideig többet, Δt_2 ideig kevesebbet szállít az átlagosnál. A folyadékcszállítás tehát lüktető jelleget mutat. A lüktetés nagyságát a ΔV folyadékmennyiség határozza meg, ami a hengerszám és a működési szám függvénye. Szokás ezért ezek szorzatát lüktetési számként is nevezni: $f = z \cdot i$

A szivattyú folyadékcszállítására jellemző még a gép által szolgáltatott legnagyobb térfogatáram ($q_{v\max}$) és az egy henger által létrehozott legnagyobb térfogatáram (q_{v1}). Megjegyezzük, hogy a $q_{v\max} = q_{v1}$ egyenlőség az egyszeres működésű képeknél 4 hengerig, a kétszeres működésűeknél pedig 2 hengerig igaz. E felett egy henger legnagyobb térfogatárama kisebb, mint az egész gép legnagyobb térfogatárama, mivel a működés minden pillanatában egynél több dugattyú szállít.

Légüst

A dugattyús szivattyúknál a folyadékcszállítás egyenetlensége a hengerek számától és a dugattyúk működési számától függ. 6-12 hengeres radiál- és axiálszivattyúknál a folyadékcszállítás egyenetlensége általában kielégítő. Azonban 1-4 hengeres (általában lengődugattyús) szivattyúknál a térfogatáram lüktetését légüsttel teszik egyenletesebbé.



2.5.11. ábra: Nyomólégüst

A légüst a hidroforhoz hasonló elven működik. Nyomó oldalon elhelyezett légüst esetén a szivattyú átlagosnál nagyobb folyadékcszállításakor a folyadék egyrésze nem a nyomócsőbe kerül, hanem a légüstben elraktározódik. Ekkor a légüstben lévő levegőpárna összenyomódik, amikor a szivattyú az átlagosnál kevesebbet szállít, a levegőpárna nyomásának hatásá-

ra a légüstben lévő folyadék a nyomócsőbe jut, és a levegőpárna kitágul. Így a nyomócsőben a szállított folyadékmennyiség kevésbé ingadozik. A légüstben elraktározandó folyadékmennyiség, azaz a levegőpárna térfogatváltozása ΔV , melyet a szivattyú lüktetése határoz meg. Mivel a légüstben folyamatosan áramlik a folyadék, a légpárna állapotváltozása állandó hőmérsékletű kompresszióknak és expanzióknak tekinthető.

$$\frac{p}{\rho_{lev}} = \text{áll} \quad (2.5.3)$$

A légpárna tömege változatlan, így az állapotváltozásra felírható:

$$p \cdot V_{légpárna} = \text{áll} \quad (2.5.4)$$

Tudjuk, hogy amennyiben egy kifejezés értéke állandó, akkor annak differenciálja zérus:

$$d(p \cdot V_{légpárna}) = p \cdot dV_{légpárna} + V_{légpárna} \cdot dp = 0 \quad (2.5.5)$$

azaz

$$\frac{dp}{p} = - \frac{dV_{légpárna}}{V_{légpárna}} \quad (2.5.6)$$

Az összefüggést véges változásokra kiterjesztve, a nyomótér legnagyobb nyomását p_1 -el, a legkisebb nyomást p_2 -vel, valamint a közepes nyomást p_k -val jelölve felírható a szivattyú nyomásegyenlőtlenségi foka:

$$\delta_p = \frac{p_1 - p_2}{p_k} \quad (2.5.7)$$

Amely a 2.1.6 egyenlet alapján meg kell egyezzen a szivattyú térfogat egyenlőtlenségi fokával.

$$\delta_p = \frac{\Delta p}{p_k} = \frac{\Delta V_{légüst}}{V_{légüst}} = \delta_V \quad (2.5.8)$$

Az egyenlőtlenségi fok szokásos értékei:

nyomólégüstben: $\delta_p = 0,05 - 0,02$

szívólégüstben: $\delta_p = 0,10 - 0,05$

Adott egyenlőtlenségi fokhoz a légüstben szükséges légpárna térfogat:

$$V = \frac{\Delta V}{\delta_p} = \frac{k_1}{\delta_p} \cdot A \cdot s \quad (2.5.9)$$

ahol k_1 a szivattyú ΔV lüktetésének lökettérfogathoz viszonyított, értéke, ami a hengersizámától és a dugattyú működési számtól függ.

Hasonlóan a k_1 tényezőhöz, definiálhatunk egy hengersizámától és működési számtól függő k_2 tényezőt, mely a szükséges légüst térfogat lökettérfogathoz viszonyított arányát mutatja meg.

$$k_2 = \frac{V}{A \cdot s} = \frac{k_1}{\delta_p} \quad (2.5.10)$$

Az alábbi táblázatban összefoglaltuk a folyadékszállítás lüktetésének jellemzőit, valamint a szükséges légüst térfogatának arányát.

z	i	f	$\frac{q_{v\max}}{q_{va}}$	$\frac{q_{v\max}}{q_{vl}}$	$k_1 = \frac{\Delta V}{A \cdot s}$	$k_2 = \frac{V}{A \cdot s}$
1	1	1	π	1	0,550	11,0
1 2	2 1	2	$\frac{1}{2}\pi$	1	0,208	4,16
3	1	3	$\frac{1}{3}\pi$	1	0,009	0,18
4 2	1 2	4	$\frac{1}{\sqrt{8}}\pi$	$\sqrt{2}$	0,083	1,66

2.5.2. táblázat: Dugattyús szivattyú folyadékszállításának jellemzői

Nyomó légüsttel a szivattyú folyadékszállítását tehetjük egyenletesebbé. A szívó légüst alkalmazásának oka más. A szívócsőben (vagy a szivattyú szívóoldalán) elhelyezett légüsttel a szállított folyadékoszlop megszakadását kívánjuk megakadályozni. Ugyanis amennyiben a hengerben a szívóütem kezdetén (FHP) a nyomás a folyadék hőmérséklete által meghatározott telítési gőznyomás alá csökken, a folyadékban gőzbuborékok keletkeznek, ezáltal a szívott folyadékoszlop megszakad és a szivattyú „eléri” a folyadékot. A szívóütem kezdi nyomását a szívott folyadéktér és a szívóütem kezdeti állapotában lévő dugattyú előtti pontra felírt Bernoulli

egyenletből határozhatjuk meg, instacioner áramlást és állandó keresztmetszetű szívócsövet feltételezve:

$$p_{szívó} = p_0 - \rho_{foly} \cdot \left[g \cdot (h_s + h') + a_h \cdot \left(l_s \cdot \frac{4 \cdot A_h}{d^2 \pi} + s_0 \right) \right] \quad (2.5.11)$$

ahol

p_0 : a szívott folyadékterében uralkodó nyomás

ρ_{foly} : a szállított folyadék sűrűsége

h_s : a szívott folyadékter felszíne és a henger középvonala közötti magasságkülönbség

h' : a szívó csővezeték veszteséggmagassága

a_h : a folyadék gyorsulása a hengertérben a szívóütem kezdetén, mely tárcsás dugattyúnál dugattyú gyorsulásával egyezik meg, azonban búvárdugattyúnál eltérő lehet. A dugattyút meghajtó mechanizmus határozza meg.

l_s : a szívócső hossza

d : a szívócső átmérője

A_h : a hengertér keresztmetszete

s_0 : a hengertér hossza a dugattyú FHP helyzetében

A légüst alkalmazásánál azonban ügyelnünk kell arra, hogy az a csőrendszerrel lengő rendszert képez. Például nyomó légüst alkalmazásakor a lengő rendszer önlengéseinek vetítő szögsebessége:

$$\alpha = \sqrt{\frac{A_{ny} \cdot (p_1 - p_2)}{\rho_{foly} \cdot l_{ny} \cdot V}} \quad (2.5.12)$$

ahol

l_{ny} : a nyomócső hossza

A_{ny} : a nyomócső keresztmetszete

Amennyiben a légüst önlengésszáma megegyezik a nyomás lüktetések számával:

$$\alpha = \omega \cdot f \quad (2.5.13)$$

akkor a csőben nagy amplitúdójú lengések lépnek fel, amely a folyadékoszlop szakadásához, illetve a csőrendszer károsodásához vezethet.

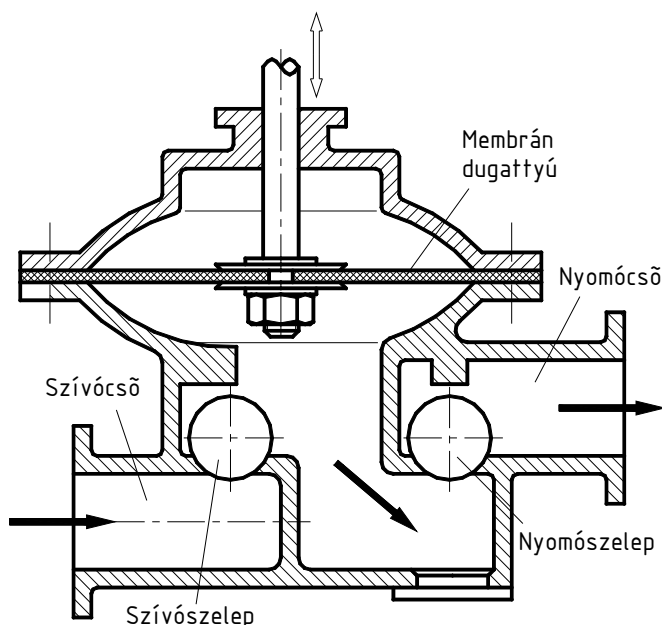
Rezonancia léphet fel még jól méretezett légüst esetében is, amennyiben a légüstben lévő levegő mennyisége megváltozik (pl. a szívócsőből légbuborékok érkeznek, vagy a folyadékkal együtt a légüst levegőjét is elszállítjuk), mivel a légüst önlengéseinek vetítő szögsebességének meghatározásakor szerepelt a V közepes légpárna térfogat is.

2.6. Membránszivattyúk

Az alternáló mozgást végző térfogatkiszorításos szivattyúk másik nagy családja a membránszivattyúk. Ezeknél az energiaátalakítást végző alkatrész egy hajlékony membrán (gumi, bőr, műanyag, acéllemez, teflon, alumínium, stb.) A membrán ütemes mozgására sokféle megoldás szokásos: karáttétel, bütykös tengely, forgattyús hajtómű, excenter – tárcsa, elektromágnes, a munkatérrel ellentétes oldalon kialakított zárt térben elhelyezett folyadék nyomásának változtatása (pl.: autó üzemanyag szivattyú). a membránszivattyúk szelepei általában golyós szelepek.

Alkalmazásukat elsősorban az egyszerű felépítésük és igénytelen üzemük indokolja, mivel ezek a szivattyúk nem igényelnek kenést a mozgó alkatrésznél, hiszen nincs súrlódó felület a szivattyútérnél. A szállított folyadék teljesen elszigetelt a környezettől, így nincsenek résveszteségek, ezért tűz- és robbanásveszélyes anyagok is biztonsággal szállíthatók vele. Tipikusan élelmiszerek, gyógyszerek, robbanásveszélyes vagy mérgező anyagok, koptató hatású folyadékok szállítására alkalmazzák.

Hátrányuk a kis szállítómagasság és a rövid lökethosszból adódó kis folyadékszállítás. A folyadékszállítás nagyságát a meghajtó mechanizmus fordulatszámával, vagy többmembrános szivattyú alkalmazásával lehet növelni. A szállítómagasságot (nyomásviszonyt) a membrán anyagának változtatásával lehet elérni, azonban ez általában a szivattyú energiaigényének növekedésével jár. A membrán anyagának kifáradása ma már pontosan előre jelezhető (tervszerű karbantartás), azonban üzem közben ügyelni kell a nyomótérben fellépő megengedett legnagyobb nyomásra (pl.: eltömődés a nyomócsőben), amit legegyszerűbben egy biztonsági szeleppel tehetünk meg.



forrás: [2.25]

2.6.1. ábra: Membránszivattyú elvi vázlata

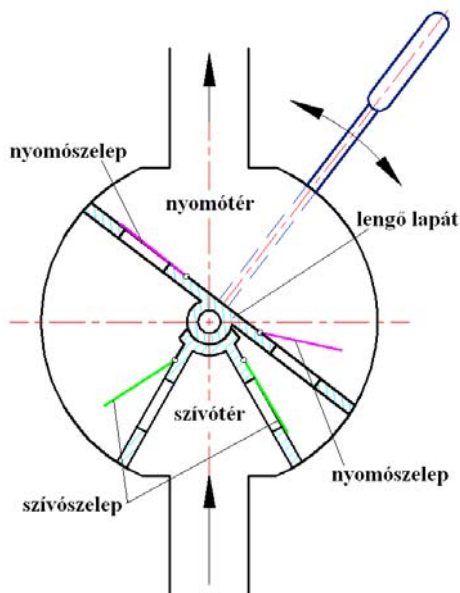
Az ábrán egy lökőrúddal működtetett a membránszivattyú elvi vázlata látható, felépítése és működése az ábra alapján könnyen megérthető. A membránt a lökőrúd segítségével mozgatjuk a membránra merőleges irányban, felfelé irányuló mozgás esetében az alsó térben lecsökken a nyomás, nyit a szívószelep, zár a nyomószelep. Lefelé irányuló mozgás esetén fordítva történik. A golyós szelepeken keresztül történik a folyadék áramlása. A golyósszelepek egyszerűen és biztonságosan működnek még akkor is, ha a folyadékban szemcsés anyagok is találhatóak.

A szivattyú tönkremenetele általában a membránon keletkező repedéssel kezdődik, melyet kifáradás, anyaghiba, túlterhelés, szerelési, gyártási pontatlanságok, stb. okozhat. A szivattyú ekkor még szállít egy darabig (a membrán teljes elszakadásáig), azonban a nyomóágban kisebb térfogatáramot észlelünk, illetve a szállított folyadék a membrán munkatérrel ellentétes oldalán is megjelenik. A membránrepedés észlelése a gyakorlott üzemeltetőnek nem okoz gondot, és a hibát gyorsan meg lehet javítani.

2.7. Szárnyszivattyú

A forgó mozgást végző energia átalakító alkatrészrel rendelkező szivattyúk speciális típusa a forgó – lengő mozgást végző gép. Ezen szivattyúk-

ban a forgó energia átalakító alkatrész nem tesz meg teljes fordulatot, hanem a legnagyobb kitérés szöge után az ellenkező irányba indul el. A közlekedési eszközök közül leginkább a hajókban használnak ilyen szivattyút, az úgynevezett szárnyszivattyút. A kézi hajtású gépet tartályok feltöltésére és kisebb terekből (tartályok vagy fenékvíz —terek) a folyadék eltávolítására használják.



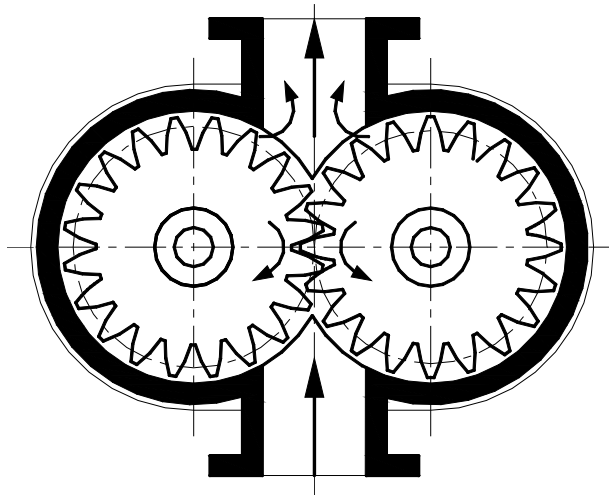
2.7.1. ábra: Szárnyszivattyú elvi vázlata

A szárnyszivattyú lengő lapátján helyezkednek el a nyomószelepek, melyek akkor nyitnak, amikor a lapát mozgása szűkíti a nyomótérrel, és zárva van az ellenkező irányú mozgásnál. A szívószelepek a szivattyúház belső tereosztó bordáin találhatóak, és a szivattyúház nyomó és szívótérét választja el. A szívószelepek a nyomótér térfogatának növekedésekor nyitnak, amikor a hozzájuk tartozó nyomószelepek éppen zárva vannak. A lengő lapát tehát kétütemű.

E szivattyú gépi meghajtása speciális hajtóművet igényelne, ezért szárnyszivattyúkat szinte kizárólag kézi hajtással találunk. Ebből fakad a térfogatáram és emelőmagasság korlátja is. A kereskedelemben kapható legnagyobb szárnyszivattyú (K7) lökete kb. 2,5 liter, szállítómagassága 15m. A legkisebb szivattyú (K00) lökete kb. 0,1 liter, szállítómagassága 25m. A szívómélységnek a lapát szívóütem kezdeti holtpontjában fellépő legalacsonyabb nyomás (telítési gőznyomás) szab határt, normál hőmérsékletű víz esetén kb. 7 m.

2.8. Fogaskerék szivattyú

A forgó energia átalakító alkatrészszel működő, kerületi irányban szállító szivattyúk közül a fogaskerék szivattyú az egyik legelterjedtebb típus. A folyadékszállítást két vagy több egymásba kapcsolódó fogaskerék hajtja végre.



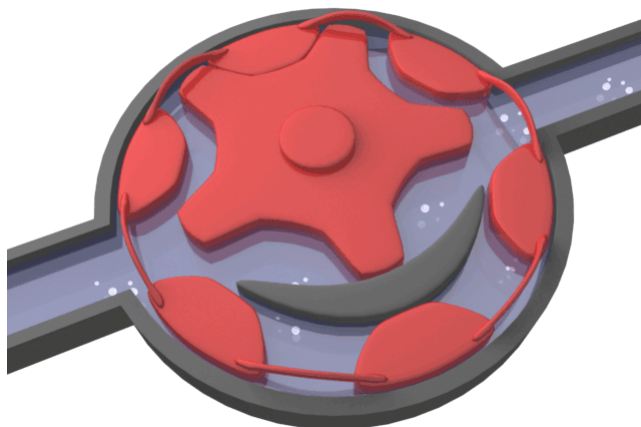
forrás: [2.25]

2.8.1. ábra: Külső fogazású fogaskerék szivattyú vázlata

A 2.8.1 ábrán bemutatott fogaskerék szivattyú, az egyik legegyszerűbb kivitel: két fogaskerekes, egyenes, külső fogazású, azonos fogszámú. Amennyiben a fogaskerekeket a jelzett irányba forgatjuk, akkor a kerek a fogaskerekek fogtőve és a ház fala között, a foghézagokban a folyadékot körbehordják, majd a fogak kapcsolódásakor fogak a foghézagokból a folyadék nagy részét kiszorítják. A folyadék nyomótérből a szívótérbe történő visszaáramlását azzal akadályozzák meg, hogy a fogaskerekek a házba kis hézagokkal illeszkednek (radiális és axiális értelemben is). A fogaskerék szivattyúkat ezért precízen kell legyártani, ugyanis a nagy illesztési hézagok nagy volumetrikus veszteséget, a kis hézagok pedig a kerek berágódását eredményezhetik. Nagyobb viszkozitású közeg szállításakor az illesztési hézagok nagyobbak lehetnek. A szállított folyadék viszkozitása a fordulatszámot is befolyásolja: minél nagyobb a viszkozitás, annál kisebb fordulatszámú a szivattyú. A szokásos, egyenes, homlokfogazású gépekkel legfeljebb 20-30 bar nyomásnövekedés érhető el, és fordulatszámuk ritkán haladja meg az 1500 fordulatot percenként. Speciális, precíziós szivattyúkkal 150-300 bar nyomásnövekedés is elérhető, és nyílfogazású fogaskerekekkel 3000 fordulat/perc fordulatszámig is el-

mennek a gyártók. A szállított folyadékmennyiség tekintetében az 5-7500 liter/perc térfogatáram jellemző.

A fogaskerék szivattyúknál a külső fogazású kerek mellett a belső fogazású gépek is használatosak.

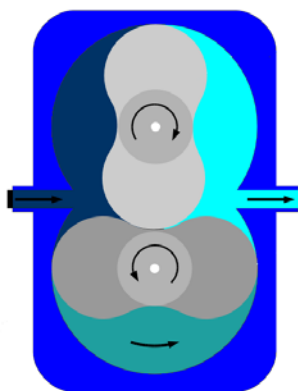


forrás: Wikipedia

2.8.2. ábra: Belső fogazású fogaskerék szivattyú működési vázlata

E szivattyúknál a meghajtást a belső fogazású kerék (rotor) biztosítja, és a ház félhold alakú része gátolja meg a folyadék nyomótérből a szívótérbe történő visszaáramlását. Nagy előnye ezen szivattyúknak, hogy méretük kisebb, mint a külső fogazású, hasonló karakterisztikájú fogaskerék szivattyúké.

A fogaskerék szivattyúk speciális esete, amikor két vagy háromfogú fogaskerekeket alkalmazunk. Ezek az úgynevezett piskóta szivattyúk.



forrás: Wikipedia

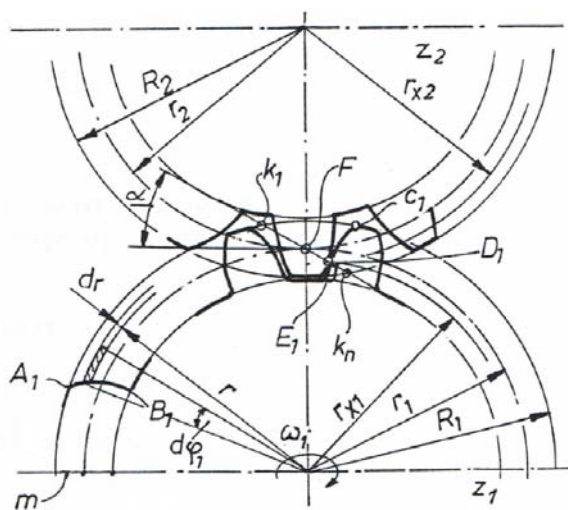
2.8.3. ábra: Piskóta szivattyú működési vázlata

Fogaskerék szivattyúknál szelepek nem szükségesek, a folyadék szállítása folyamatos. A szerkezet egyszerű és üzembiztos. Fontos azonban megjegyezni, hogy a szivattyúval szállított folyadék feladata a fogaskereknek kenése, valamint a fogaskerek kopása révén a közegbe abrazív szemcsék kerülhetnek, ezért a szivattyú után szűrőt szoktak elhelyezni. A fogaskerék szivattyúk forgásirány változtatásánál a szállítási irány is megváltozik, ezért reverzálható hajómotoroknál a főtengelyről hajtott (általában a kenőolaj szállítására használt) szivattyú szállítási irányának változtatásáról szelepek segítségével gondoskodni kell.

Főbb alkalmazási területe: szerszámgépek, járművek, kenőanyag illetve hűtő-kenő folyadékának keringtetése.

A fogaskerék szivattyú folyadék szállítása

A fogaskerék szivattyú geometriai szállítása a fogaskerékhajtás kinematikai és geometriai jellemzőinek ismeretében könnyen felírható.



forrás: [2.26]

2.8.4. ábra: A fogaskerék szivattyú geometriai szállítása

A 2.8.4. ábra jelöléseit használva, az 1-es indexű, meghajtó fogaskerék $d\varphi_1$ elemi szögelfordulásakor az A_1B_1 fogfelület egy kis folyadék térfogatot szállít a szivattyú nyomóterébe. Azonban e közben a kapcsolódásban lévő fogaknál a D_1E_1 fogprofil egy másik folyadékterefogatot a nyomótérből a szívótérbe visszashallít. Az 1-es számú fogaskerék elemi elfordulásakor szállított folyadékterefogatát tehát a fogprofil A_1B_1 - D_1E_1 szakasza határozza meg.

Az 1-es számú, hajtó fogaskerék pillanatnyi folyadékszállítása:

$$q_1 = \int_{r_{x1}}^{R_1} b \cdot r_1 \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} \cdot dr_1 = \frac{b \cdot \omega_1}{2} \cdot (R_1^2 - r_{x1}^2) \quad (2.8.1)$$

ahol

b : a fogszélesség

ω_1 : a meghajtó fogaskerék szögsebessége

R_1 : a meghajtó fogaskerék fejkörének sugara

r_{x1} : a meghajtó fogaskerék pillanatnyi kapcsolási pontjának sugara

Hasonló megfontolásból a hajtott fogaskeréknél:

$$q_2 = \int_{r_{x2}}^{R_2} b \cdot r_2 \cdot \frac{d\varphi_2}{dt} \cdot dr_2 = \frac{b \cdot \omega_2}{2} \cdot (R_2^2 - r_{x2}^2) \quad (2.8.2)$$

A fogaskerék szivattyú pillanatnyi geometriai folyadékszállítása, amennyiben figyelembe vesszük, hogy $z_1 \cdot \omega_1 = z_2 \cdot \omega_2$

$$q_e = \frac{b \cdot \omega_1}{2} \left[R_1^2 + \frac{z_1}{z_2} R_2^2 - \left(r_{x1}^2 + \frac{z_1}{z_2} r_{x2}^2 \right) \right] \quad (2.8.3)$$

ahol

z_1 a hajtó fogaskerék fogszáma

z_2 a hajtott fogaskerék fogszáma

A fogaskerek az azonban a kapcsolóvonal mentén gördülnek le egymáson, így az r_{x1} és r_{x2} kapcsolási sugarak folyamatosan változnak, ezért a pillanatnyi folyadékszállítás az idő függvényében periodikusan változik. A közepes geometriai folyadékszállítás a szivattyúban:

$$q_g = \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} q_e \cdot ds_1 \quad (2.8.4)$$

ahol

t_1 : a hajtó fogaskerék osztókörü osztása

$ds_1 = r_1 \cdot d\varphi_1$: elemi elforduláshoz tartozó ívhossz az osztókörön (r_1)

A foghézag területének (A) ismeretében a közepes geometriai szállítás közvetlenül is felírható. A korábban leírt geometriai szállítás azonban belátható, hogy a kapcsolódáskor a foghézag csak egy részét szorítják ki a fogak. A valóságos kiszorított területet a λ kihasználási fokkal számíthatjuk: $A' = \lambda \cdot A$

Így a közepes geometriai folyadékszállítás két, egyforma fogaskerék esetén:

$$q_g = 2 \cdot \lambda \cdot A \cdot z \cdot b \cdot n \quad (2.8.5)$$

Bármely módszerrel meghatározott közepes geometriai folyadékszállítás ismeretében a fogaskerék szivattyú közepes folyadékszállítása a volumetrikus hatásfok (η_v) ismeretében:

$$q_k = \mu_v \cdot q_g \quad (2.8.6)$$

A fogaskerék szivattyúk részletes számításainak bemutatásához e jegyzet terjedelme nem elegendő, ehhez a szakirodalom részletes tanulmányozását ajánljuk.

3. Hőtechnikai berendezések

3.1. Hűtőgépek

A történelmi leletek alapján a különböző gázok és cseppfolyós folyadékok hűtése valószínűleg egyidős az emberiség kultúrtörténetével.

Az egyiptomiak például már ie. 2500 körül hűtésre használták a víz száraz levegőbe való intenzív bepárolgásának hűtő hatását. A vizet zománcalan agyag edényekbe töltötték, aminek pórusain az átszivárgott, és az edény külső falán elpárolgott. A párolgás hatására az agyag edény fala, és rajta keresztül az edényben lévő víz a környezetinél kisebb hőmérsékletre hűlt. Talán még ennél is régebbi módszer a természetes jéggel való hűtés. Télen, valamint nyári időszakban a magas hegyekből összegyűjtötték a jeget, amit aztán szigetelt jégvermekben tároltak. Az elvermelt jeget általában italok hűtésére használták fel, de pl. Varius Avarus római császár a villája kertjében felhalmozott havat légkondicionálásra használta, és tudomásunk van egy bagdadi kalifáról, aki az Örményországból hozatott jeget házának kettős fala közé tömte ugyan ebből a célból. A XIX. század közepéig a természetes jég kitermelésének, felhasználásának és exportjának igen fontos szerepe volt a világ gazdasági életében. A jeget főleg hajókon, de szárazföldi úton is szállították, azonban a szállítmány csak az induláskor volt nagy mennyiségű. A szigetelőanyagok fejlődésével és speciális jégszállító hajók építésével az olvadási veszteség 66%-ról 8% alá tudták csökkenteni.

A XVI. században eleinte csak tudományos célból, de később az élelmszerek hűtésére is használtak a vízhez adagolt vegyszereket. Például Fahrenheit hó és szalmiáksó keverékével állította elő az addig ismert legalacsonyabb hőmérsékletet, mely hőmérséklet skálájának alappontja ($0^{\circ}\text{F}=-17,8^{\circ}\text{C}$).

A gépi hűtés története a XIX. században indult, jöllehet 1748-ban William Cullen, a Glasgowban bemutatta az első mesterséges hűtő berendezését, amiben etil-étert gőzöltetett vákuumban. Az eljárást gyakorlati célokra még nem alkalmazták. Az első kompresszoros hűtőberendezést az amerikai Jakob Perkins szabadalmaztatta 1834-ben. Az etil-éter hűtőközeg azonban rendkívül robbanásveszélyes, ezért szabadalma nem terjedt el.

Az első, széles körben hasznosított hűtőgépet 1859 -ben Ferdinand Carré szabadalmaztatta. A berendezés abszorpciós elven működött, ammónia hűtőközeggel. Háztartásokban nem alkalmazták a berendezést az esetleges ammóniaszivárgás miatt, viszont nagyobb hűtőközpontokat alakítottak ki, és az ezekben előállított jeget szállították az otthonokba.

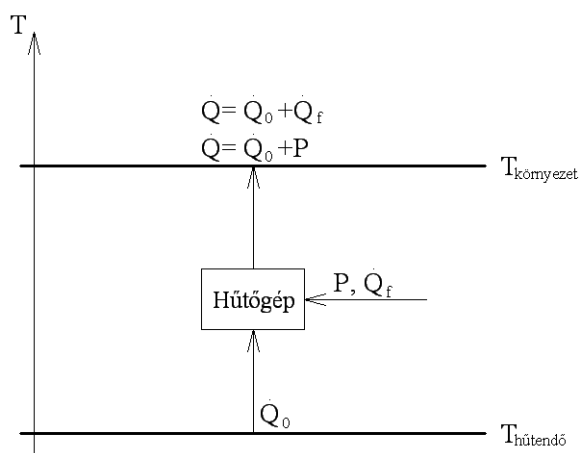
A dugattyús gőzgépek technológiai háttérével 1876 -ban Carl von Linde megalkotta az első ammóniás kompresszoros hűtőgépet, ami gyorsan és általánosan elterjedt.

A XIX. század hűtőgepeit a háztartásokban nem alkalmazták, mivel hatalmasak voltak, és állandó, szakszerű felügyeletet igényeltek. Csak a villanymotor és a városok villamosítása révén, a XX. század elején vált lehetővé a kis méretű, jégszekrénybe építhető hűtőgépek gyártása.

Újabb fejezet nyílt a hűtőgépek történetében 1928 -ban, amikor Thomas Midgley és Charles Franklin Kettering feltalálta a freont (CFC - klorofluorkarbon). A freon színtelen, szagtalan, nem mérgező, nem gyúlékony gáz, így alkalmazására a korábbi ammónia, metil-klorid és kén-dioxid hűtőközegek szivárgásából következő számos baleset miatt gyorsan elterjedt. Azonban a freonról 1974 -ben kimutatták az ózonkárosító hatását, így napjainkban a hűtőközeg fejlesztők a jól bevált, de környezetkárosító hűtőközegek helyett hosszútávon alkalmazható, nem ártalmas közegek kifejlesztésén dolgoznak.

3.1.1. A mesterséges hűtés alapjai

A mesterséges hűtés során a kisebb hőmérsékletű, hűtendő közegből kell hőt elvonni, s ezt a hőt át kell adni egy nagyobb hőmérsékletű közegnek, ami legtöbbször a környezeti levegő. A termodinamika II. főtételének ismeretében [5.1.1] tudjuk, hogy a hő csak a nagyobb hőmérsékletű testtől a hidegebb felé áramlik, ezért a hűtőgépekben a hőleadó (hűtendő) és a hőfelvevő (környezet) közegeken kívül egy harmadik, hőközvetítő anyagra is szükség van. Ez a mesterséges hűtést végző berendezésekben megvalósuló hűtő – körfolyamat munkaközege.



3.1.1. ábra: A mesterséges hűtés elve

A közvetítő anyag a hűtő – körfolyamat hőelvonási szakaszában a hűtendő közegnél alacsonyabb hőmérsékleten van, így \dot{Q}_0 hőáramot von el a hőleadó közegtől. A felvett hőt külső energia (P ; \dot{Q}_f) befektetése árán a hőleadás (környezeti hőmérsékletnél nagyobb) hőmérsékletszintjére, a körfolyamat hőleadási szakaszába szállítja. Itt a hűtendő térből felvett hőáramot és a befektetett energiát ($\dot{Q} = \dot{Q}_0 + P$; $\dot{Q} = \dot{Q}_0 + \dot{Q}_f$) leadja a környezetnek. Így visszahűlve a kezdeti hőmérsékletére, kezdheti előről a körfolyamatot.

3.1.1.1 A hűtési teljesítménytényező

Mint minden gépnél, a hűtőgépek esetében is törekszünk a legkevesebb energiát fogyasztó berendezés kialakítására. A hűtőgépeknél a befektetett energia felhasználásának hatékonyságát az ún. fajlagos hűtőteljesítménnyel vagy más néven hűtési teljesítménytényezővel mérjük. Ezt a hatásfok jellegű dimenzió nélküli számot a mechanikai munkát igénylő hűtőknél ε , a hőenergiával működő hűtőknél α szimbólummal jelöljük. De gyakran találkozhatunk a COP elnevezéssel is, amely az angol „Coefficient of Performance” rövidítése. (Meg kell jegyeznünk, hogy a hőenergiával működő hűtőgépeknél az α tényezőt szokták hőviszonynak is hívni.) A hűtési teljesítménytényező definíció szerint a hűtendő térből elvont hűtési teljesítmény (\dot{Q}_0) és a hűtőgép működését biztosító, befektetett teljesítmény (P ; \dot{Q}_f) hányadosa.

Mechanikus munkát igénylő gépeknél:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_0}{P} = \frac{q_0}{w_{bef}} \quad (3.1.1)$$

ahol \dot{Q}_0 = az elvont hőáram [W]
 P = a hűtőgépbe befektetett teljesítmény [W]

amennyiben a hőáramot és a teljesítményt idő és a hőközvetítő anyag tömegegységére vonatkoztatjuk (mindkettőt elosztjuk a hőközvetítő anyag tömegáramával)

q_0 = az elvon fajlagos hőmennyiség $[\frac{J}{kg}]$

w_{bef} = a hűtőgépbe befektetett fajlagos munka $[\frac{J}{kg}]$

Hőenergiával működő gépeknél:

$$\alpha = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{Q}_f} \quad (3.1.2)$$

ahol \dot{Q}_f = a befektetett hőáram [W]

Ne lepődjön meg azonban a kedves olvasó, hogyha a hűtőgépes, vagy a klimatizálás szakirodalmának tanulmányozása közben a COP tényező helyett az EER rövidítéssel (Energy Efficiency Ratio) találkozik. Mindkét tényező a hűtési teljesítménytényezőt jelenti, csak az EER számításánál az elvont hőt $\frac{BTU}{h}$ (British Thermal Unit per óra) mértékegységben kifejezve kell elosztani a hűtőgépbe befektetett munkával, ami Watt dimenziójú.

Az EER átszámítási módja COP-be: $COP = \frac{EER}{3,413}$

3.1.2. A hűtőgépek csoportosítása

A hűtő – körfolyamatok az azokat megvalósító hűtőközeg valamint a befektetett energia minőségétől függően különböznek. Csoportosítsuk tehát a hűtőgépeket is e két szempont szerint.

3.1.2.1. Osztályozás hűtőközeg szerint:

- *Gáznemű hűtőközeggel működő hűtőgépek.*

A hűtő – körfolyamat során a hőközvetítő közeg mindvégig gáz halmazállapotban marad. Anyagára jellemző, hogy a körfolyamatban előforduló nyomásokon a hőközvetítő gáz hőmérséklete mindig nagyobb, mint a gáz kritikus hőmérséklete az adott nyomáson.

- *Gőznemű hűtőközeggel működő hűtőgépek.*

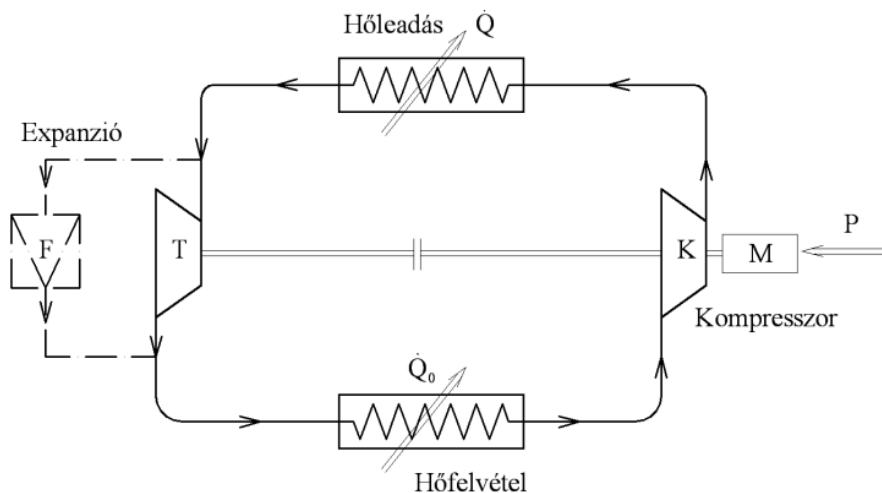
A hőközvetítő közeg a hűtő – körfolyamatban fázisváltozáson megy át. A hűtendő tóból való hőfelvételkor elpárolog, a környezetnek történő hőleadáskor pedig kondenzálódik. Anyagára jellemző, hogy a hűtendő közegből történő hőelvonás hőmérsékletszintjénél, az adott nyomáson, magasabb a kritikus hőmérséklete.

3.1.2.2. Osztályozás a befektetett energia szerint:

- *Mechanikai munkát igénylő hűtőgépek*

A mechanikai munkát igénylő hűtőgépek a hűtő - körfolyamat fenntartásához szükséges energiát a hűtőközegbe sűrítéssel, azaz egy kompresszor mechanikai munkával viszi be. Ezeket a hűtőgépeket kompresszoros hű-

tőgépeknek is szokták nevezni. Működésük során a hőközvetítő közeget a kompresszor összesűríti. A közeg nyomása megnő és a hőmérséklete a környezeti hőmérsékletnél nagyobb lesz. Így lehetővé válik a hőleadás. A hőközvetítő közeget expanziós gép, fojtószelep vagy kapilláris cső segítségével expandáljuk vissza a hőfelvételi nyomásra és hőmérsékletre. A közeg ekkora hűtendő térnél alacsonyabb hőmérsékletre kerül, így megvalósulhat a hőelvonás a hűtendő térből.



3.1.2. ábra: A kompresszoros hűtő kapcsolási vázlata

A kompresszoros hűtőgépek főbb szerkezeti egységei a következők.

A kompresszor, mely a hőközvetítő közeg sűrítésével technikai munkát közöl, és az alacsonyabb hőmérsékletű hőfelvevő helyről a magasabb hőmérsékletű hőleadás helyére szállítja a hűtőközeget. A relatív nagy nyomásviszony és kis tömegáram miatt a térfogat-kiszorításos kompresszorokat használjuk. Megkülönböztethetünk nyitott, zárt (hermetikus) illetve félig zárt (fél hermetikus) kompresszorokat. A zárt és félig zárt kompresszoroknál a meghajtó villanymotor a hűtőközegben üzemel, míg a nyitottaknál a kompresszor a hűtőközegben üzemel, de a meghajtó gép (villanymotor) nem. Ezért a nyitott kompresszorok tengelyén gáztömör tömítést kell alkalmaznunk, nehogy a hűtőközeg elszivárogjon vagy levegő (és vízpára) jusson a hűtő körfolyamatba. A hermetikus és fél hermetikus kompresszoroknál viszont a hűtőközegnek nagy elektromos átütési szilárdsággal kell rendelkeznie. A közlekedési eszközökben használt hűtőgépekben a kompresszor mérete fontos tényező a kiválasztáskor, ezért a

leg elterjedtebb típusok a ferde tárcsás, a forgódugattyús, a csavar és a spirál kompresszorok.

A hűtőközegben a hőleadás és hőfelvétel egy hőleadó és egy hőfelvevő hőcserélőben történik. A hőcserélők érintkezhetnek közvetlenül a hűtendő közeggel illetve a környezeti levegővel, azaz gáz-folyadék illetve gáz-gáz hőcserélőt alkalmazunk. A hűtőgépek fejlesztése során azonban agyártók egyre inkább a lehető legkisebb, kompakt hűtőgép egységek létrehozására törekednek. Ennek előnye, hogy a hűtőgépnél nincs szükség hosszú csővezetékekre, amelyek a hűtőközeget a hőfelvétel és a hőleadás helyére szállítják, azaz nincs akkora csősúrlódásból származó veszteség, illetve a kevesebb csőcsatlakozás, tömítés miatt a hűtőrendszer is zártabb, kevesebb karbantartást igényel. A hűtőközegek ára és a berendezés feltöltési, karbantartási procedúrája miatt szintén előnyös, hogy a kompakt hűtőgépek kicsiny hűtőközeg töltettel működnek. Hátránya viszont ennek a tendenciának, hogy a hűtő berendezés működésébe még egy (vagy két) hőszállító közeg (általában víz vagy fagyálló folyadék) is szerepel. A hőszállító közeg a hűtendő tér és a hűtőgép hőfelvevő hőcserélője és/vagy a hűtőgép hőleadó és a környezeti hőcserélő között szállítja a hőt. Áramoltatását szivattyúval kell megoldani. Ezért régebben ezt a megoldást csak több hűtési hely kiszolgálására használták, azonban ma már autó légkondicionálókban is találkozhatunk velük.

A kompresszoros hűtőgépek fontos eleme a hőközvetítő közeg hőleadó hőcserélője (nagy nyomás és hőmérséklet) és a hőfelvevő hőcserélő (alacsony nyomás és hőmérséklet) közötti expanziót biztosító berendezés. Ez a gáz hűtőközeges hűtőgépeknél általában egy turbina egység (előnye, hogy a kompresszorral egy tengelyen elhelyezve csökkenti annak teljesítmény igényét), gőz munkaközeges berendezésekben inkább expanziós szelepet (jól szabályozható vele a hűtőgép) vagy kapilláris csövet (kisebb teljesítményű, nem szerelhető hűtőgépeknél) használunk. Az expanziós szelep (fojtó szelep) és a kapilláris cső ugyan nem tudja csökkenteni a kompresszor energia felvételét, viszont elhelyezése nincs kötve a kompresszorhoz.

A legtöbb kompresszoros hűtőgépben található szárító szűrő. A szárító szűrő feladata, hogy megszűrje a rendszerben keletkezett nedvességet, ezáltal megvédje a savasodástól, és a víz által keletkezett rozsdától. Kiszűri a szilárd szennyeződések és gáz leválasztó. Különösen jármű klíma rendszerekben, szerelt hűtőgépekben és félhermetikus kompresszorok esetén elengedhetetlen a használata, mert ezeknél a hűtőknél a leggondo-

sabb karbantartás és üzemeltetés mellett is kerülhet levegő és víz a hűtő-körfolyamatba.

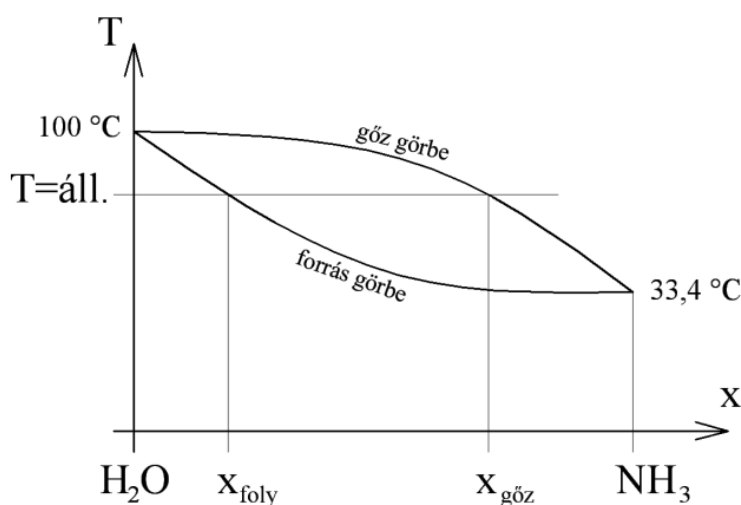
A legtöbb hűtőgép mechanikus munkát igénylő gép, ugyanis ezen gépek hűtési teljesítménytényezője a legjobb: a valóságos COP értéke elérheti a 4,5~4,7 –et, míg a legjobb hőenergiát hasznosító hűtők legfeljebb 1,6~1,8 –at.

Mindezen okokból a jegyzetben is inkább ezzel a típussal foglalkozunk.

- *Hőenergiával működő hűtőgépek*

Az abszorpciós hűtőgépekben a hűtő-körfolyamat fenntartásához szükséges energiát hőenergiával visszük be. A hűtőközeg hőfokát tehát hevítés által emeljük a hőleadó hőcserélőben szükséges hőmérsékletre. Az abszorpciós körfolyamatban a kompresszor szerepét egy ún. termikus kompresszor veszi át, aminek alapegységei a kazán (generátor) és az oldó (abszorber).

Az abszorpciós hűtő körfolyamat legalább két közeget igényel. Az egyik a hűtő közeget, a másik a hűtőközeget nagy mértékben oldó folyadék. A legelterjedtebben használt oldó folyadék a víz, míg hűtőközegnek ammóniát (NH_3) vagy lítium-bromidot (LiBr) használnak. Az oldat jellemzője, és a hűtőgép működésének alapja, hogy a forráspontja állandó nyomáson a koncentrációjától függ, és azonos hőmérsékleten eltérő a gőz és a folyadék oldat koncentrációja.



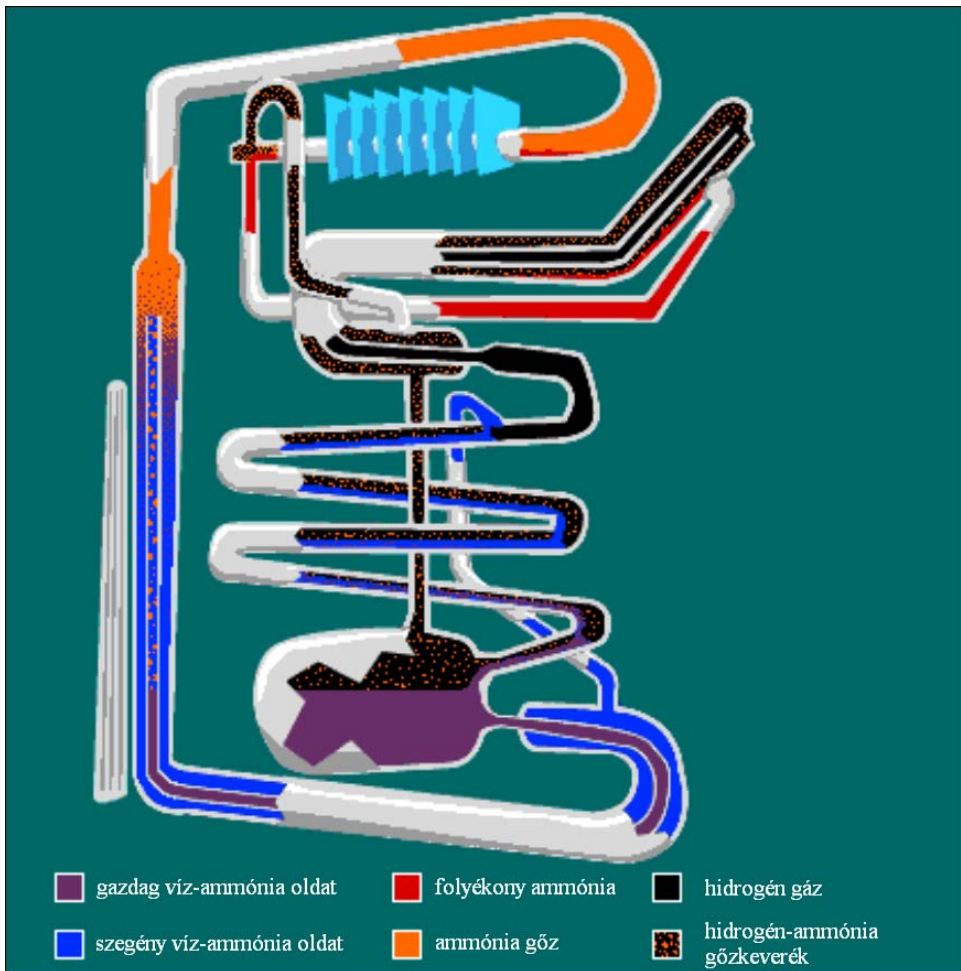
3.1.3. ábra: Az ammónia-víz oldat fázisdiagramja

Az abszorpciós hűtőgépek fűtését lehet direkt illetve indirekt módon megoldani. A direkt fűtésű berendezésnél a hűtőközeget elektromos fűtőtesttel vagy gázzal hevítjük. Mivel a kompresszoros hűtőgépek hűtési teljesítménye jobb, ezek a hűtőgépek inkább kisebb, mobil eszközök szoktak lenni, például egy kishajóba szerelt hűtőszeleppel, ahol a kompresszoros hűtéshez szükséges elektromos áram nem áll rendelkezésre. Direkt fűtésű abszorpciós hűtőket szoktak alkalmazni a szállodák szobai hűtőszeleppéiként is a zajtalan működés miatt. Az ipari, nagyobb hűtőteli teljesítményt igénylő alkalmazásokban sokkal inkább az indirekt fűtést használják, ahol pl. az erőmű hulladék hőjét hasznosítják az abszorpciós hűtőben.

A legegyszerűbb, fojtószelep nélküli abszorpciós hűtő a nyomáskiegyenlítő segédgázzal működő hűtőgép. 1922-ben találta fel két svéd fizikus, Karl Munters és Balzer von Platen. Kis teljesítményű hűtőkben (minibár, kisebb hűtőszeleppel) ma is ezen az elven működő hűtőket alkalmaznak. A zajtalan működés mellett megbízható üzemű is, mert az ilyen abszorpciós hűtőgépek egy hermetikusan lehegesztett csőrendszerből állnak. Mivel nincs mozgó alkatrész a rendszerben, karbantartást nem igényel (legfeljebb a hőcserélők tisztítását), csak a csöveket ért durva mechanikai behatás, esetleg a korrózió (azaz kilyukad a csőrendszer) teheti tönkre. Érzékenyek azonban a vízszintes beállításra, valamint a környezeti hőmérsékletre. A tervezettnél nagyobb környezeti hőmérséklet esetén hűtési teljesítményük gyengül és a hűtés le is állhat. Probléma még ezekkel az abszorpciós hűtőkkel, hogy hűteni gyakran a fűtés bekapcsolása után 8-10 órával kezdenek, ugyanis a berendezésben ki kell alakulnia a hűtő körfolyamatnak. Ennek megértéséhez nézzük a működést.

A berendezés körfolyamatát a kazán forralócsöveiben kezdjük, ahol a hőközlés hatására a (gazdag ammónia-víz oldat tartályból beáramló) folyadékból az ammónia-gőz kiválik és buborékok formájában felfelé áramlik a függőleges forralócsőben. A buborékok a mammutszivattyúk elvén termoszfion szivattyút hoznak létre, és mozgásba hozzák a visszamaradt szegény oldatot. A felszálló ammónia-gőz áthalad vízgőz leválasztó terelő lapokon, majd kb. 25bar nyomáson a kondenzátorban leadja a hőjét a környezetének és cseppfolyóssá válik. Innen a folyékony NH_3 az elpárolgatóba folyik, ahol a kb. 24 bar nyomású hidrogénnel érintkezik. Ebben a hidrogén atmoszférában a folyékony ammónia 1bar parciális nyomáson és -18°C hőmérsékleten elpárolog (pl a hűtőgép fagyasztó részének elpárolgatójában). Minél több NH_3 párolog el, annál nagyobb lesz a parciális gőznyomása (kb. 3bar a hűtőszeleppel hűtő részének elpárolgatójában) és emelkedik az elpárolgási hőmérséklete is. A lényegesen nehezebb, hideg NH_3 gőz a hidrogénnel együtt az elnyelő (abszorber) felé áramlik,

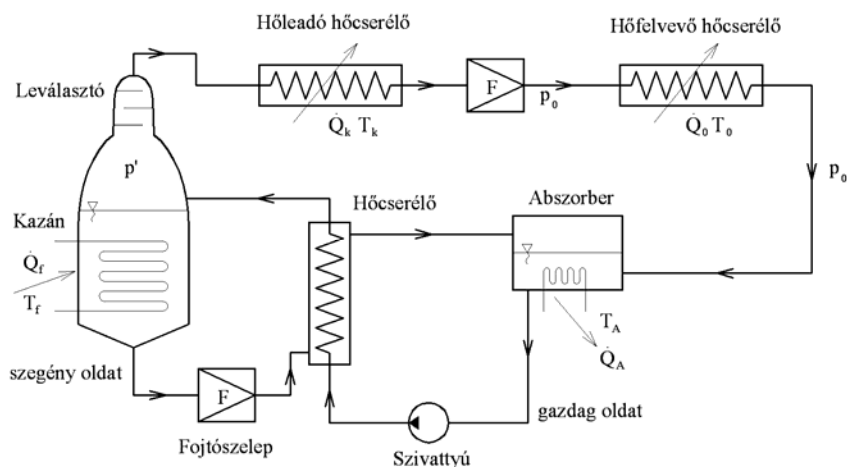
aminek az elején bevezetjük az ammóniában szegény víz oldatot, ami a gazdag oldat tartályba befolyva már a körfolyamat megismétléséhez szükséges összes ammóniát elnyelte. Az elnyelető egy bordázott csőkégyő, amit a környezeti levegő hűt. Így az abszorpciós folyamat során keletkező hő a környezetbe jut. Minél több ammóniát nyel el a szegény oldat az elnyeletőben, a hidrogén könnyű fajsúlya miatt egyre szabadabban áramlik vissza a folyékony ammóniához. Látható az ábrán, hogy a gazdag oldat mielőtt a kazán forralócsövének függőleges szakaszához ér, az ellentétes irányban áramló szegény oldat hőjével előmelegszik.



3.1.4. ábra: Fojtószelep nélküli abszorpciós hűtőgép

A kompresszoros hűtőre legjobban hasonlító, hőenergiával működő berendezés az egy vagy többszörös hűtési effektusú, fojtószelepes abszorpciós hűtőgép.

A fojtószelep nélküli típushoz képest ez a berendezés már robosztusabb és szerelt kivitelű, igaz hűtési teljesítménye illetve hűtési teljesítmény tényezője jóval nagyobb az előbbi típusénál. A közlekedésben főleg a személyhajóknál alkalmazzák, a füstgázok hulladék hőjét hasznosítva a légkondicionáló rendszer hidegvízrel (hőszállító közeg) történő ellátására. Nagy előnye a csendes üzem és a hosszú élettartam.



3.1.5. ábra: Egyszeres hűtési effektusú abszorpciós hűtőgép

Működésének leírását ismét a kazánban kezdjük, ahol az ammónia (vagy LiBr) vizes oldatát felmelegítjük, ezáltal kiűzzük az ammónia hűtőközeg egy részét. Az oldószer (víz) csak kis mértékben párolog el, de a kazán dóm részében lévő leválasztóval ezt is lecsapatjuk. Így a távozó gőz csaknem tiszta hűtőközezből áll. Az oldat melegítése és az ammónia kiűzése során a kazánban $p' > p_0$ nyomás uralkodik. A hűtőközeg ezután a hőleadó hőcserélőben kondenzálódik, majd a keletkezett folyadék a fojtószelepen áthaladva p_0 nyomásra és a hűtendő közeg hőmérsékleténél kisebb hőmérsékletűre expandál. Az hőfelvevő hőcserélőben elpárologva hőt vesz fel a hűtendő közegből, ezt követően a hűtőközeg gőz az abszorberbe (oldó) áramlik és az ott lévő oldatban oldódik. Az oldódáskor hő keletkezik, amit a jó oldódás érdekében el kell vezetni, pl. az abszorber külső vízkörös hűtésével. Az abszorberben az oldódás miatt folyamatosan dúsul az oldat, un. gazdag oldat keletkezik. A kazánban pedig folyamatosan un. szegény oldat keletkezik, hiszen itt az ammóniát kihajtjuk az ol-

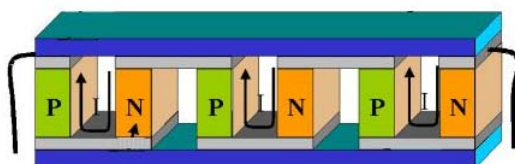
datból. A folyamatos üzem feltétele, hogy a kazánból a szegény oldatot az abszorberbe, onnan a gazdag oldatot a kazánba juttassuk. Mivel a kazán és az abszorber különböző nyomáson dolgozik, a kazánból áramló szegény oldatot fojtószelepen át, a gazdag oldatot pedig oldatszivattyúval juttatjuk a rendeltetési helyére. Amennyiben a nyomáskülönbség megengedi, az abszorber megfelelő elhelyezésével az oldatszivattyú elhagyható. A hűtőgép hűtési teljesítménytényezőjének javítása érdekében a szegény és gazdag oldat között érdemes belső hőcserét alkalmazni. Így az abszorberből nem kell annyi hőt elvonni, ezáltal nő a COP és a hűtőgép külső vízfogyasztása csaknem teljesen megtakarítható. Látható, hogy a fojtószelepes abszorpciós hűtőgép is igényel minimális mechanikai munkát az oldatszivattyú működtetéséhez. Ez a munka azonban jóval kisebb, mint a kompresszoros hűtőknél, hiszen a kompresszor gázt vagy gőzt szállít, a szivattyú pedig cseppfolyós halmazállapotú közeget.

Mint korábban, a kompresszoros hűtőgépeknél említettük, az abszorpciós hűtőgépeknek a kompresszorshoz képest legnagyobb hibája a kisebb hűtési teljesítménytényező. Azonban ne felejtjük el, hogy a kompresszoros hűtő COP értéke csak a hőtechnikai fajlagos hűtőtelsítményt mutatja, jobb esetben beleszámolva a kompresszor áramlástechnikai veszteségei miatt fellépő hűtési veszteségeket. Azonban nem számol azzal, hogy a meghajtó motorban felhasznált villamos energia 15~20%-os hatásfokú előállításból származik. Ezen kívül minél nagyobb a hűtőközeg hőleadó és hőfelvevő hőmérséklete között a különbség, a kompresszoros hűtés hátrányba is kerül az abszorpcióssal szemben. További előnye a hőenergiával működő hűtőgépnek, hogy legfeljebb az oldatszivattyú igényel karbantartást, mint egyedüli mozgó elem. Hátránya viszont a vízfogyasztás és az ára. Vízfogyasztás tekintetében az abszorpciós hűtőknél nem csak a kondenzátor hűtéséhez kell külső hűtővizet biztosítani, hanem az abszorber hűtéséhez is, jóllehet ezt egy közbelső hőcserélővel csökkenteni lehet. Az ár tekintetében szokásos üzemi körülmények között az egy fokozatú abszorpciós hűtő 25~30%-al drágább, mint a kompresszoros. A különbség azonban egyre csökken, minél alacsonyabb hőmérsékleten kell hűteni.

- *Elektromos energiával működő hűtőgép*

Elektromos energiát igényel a hűtéshez a Peltier-elem. Ez egy úgy nevezett félvezető hőszivattyú, melynek működése az 1834-ben felfedezett Peltier-effektuson alapul, ami a termoelemes hőmérséklet elve is. E szerint két különböző fémhuzalt összeforrasztva és a forrasztási pontokat különböző hőfokra hozva, a két huzal között termoelektromos potenciál-

különbség jön létre. Amennyiben a folyamatot megfordítjuk és potenciálkülönbséget hozunk létre a két huzal között, a két forrasztási pont eltérő hőmérsékletű lesz. A Peltier-hűtőben a huzalok helyett két vékony kerámia között lévő félvezető lapokat használunk. A félvezető anyaga általában bizmut-tellúrit, amelyet "p" és "n" típusú szennyezéssel félvezető tulajdonságúvá teszünk. Ezeket a "p-n átmeneteket" azután elektromosan sorba, termikusan párhuzamosan kapcsolva helyezzük a kerámialapok közé, és kivezetésekkel látjuk el őket. Amennyiben a kivezetésekre áramot kapcsolunk, akkor az elem két oldala között hőmérsékletkülönbség alakul ki. A két oldal közötti hőmérsékletkülönbséget szabályozni lehet a feszültség változtatásával, ám minden elem hőmérsékletkülönbségének van egy felső határa. Több, egyre növekvő teljesítményű Peltier-elem egymásra rakásával több lépcsős hűtés valósul meg és elérhető a mínusz százötven Celsius fok hőmérsékletkülönbség is.



3.1.6. ábra: Peltier-elem

A Peltier-elem hidegebb felülete a hőfelvevő, melegebb felülete a hőleadó hőcserélőnek fogható fel, melyek között a hőtranszportot az elektromos áram biztosítja. Mivel a hőmérsékletkülönbség a két felület között (a rákapcsolt feszültségtől függően) állandó, a hűtendő térből elvont hőmennyiség a melegebb felület hőmérsékletétől, azaz az ott leadott hőmennyiségtől függ. Amennyiben nem biztosítjuk a meleg oldalon (pl. vízhűtővel) a hőszállítást, az elem felhevül és tönkremegy.

A látszólag egyszerű Peltier hűtő mégsem terjedt el a hűtős gyakorlatban. Ennek oka, hogy a hűtési teljesítménytényezője 0,5~0,6 körüli. Például egy kisebb, $\dot{Q}_0 = 0,5kW$ hőáramú, személygépkocsi légkondicionáló hűtőjénél a befektetendő elektromos energia COP=0,57 mellett $P = 0,877 kW$, amit a motor teljesítményéből kell elvonnunk. Tegyük fel, hogy az autó nagy teljesítményű motorja megengedi ezt, ekkor az említett Peltier hűtő – 12V feszültségű rendszert feltételezve – a gépkocsi elektromos rendszerétől $I = 73 A$ áramerősséget igényel. Tehát ha bekapcsolva felejtjük a klímát, akkor az egy szokásos 55Ah akkumulátort háromnegyed óra alatt lemerít. Ezért a járművekben alkalmazott Peltier hűtőket mindig akkumulátorvédő elektronikával kell ellátni.

Nagy előnye ennek a hűtőnek az ára (olcsó félvezetők) és az egyszerű szabályozhatósága.

A közlekedésben inkább az úti hűtőládákban használják, de kisebb hűtőkocsik hőntartó hűtőjeként is alkalmazzák néha.

- *Expanziós hűtők*

A közlekedési eszközökben használatos hűtőgépek tárgyalásánál kihagyhatatlanok az expanziós hűtő rendszerek. Jóllehet ezek a hűtő berendezések nem igényelnek külső energiát (legalábbis a hűtés helyén), mégis az áruszállításban fontos hűtőgépeknek mondhatjuk őket. Működési elvük rendkívül egyszerű: A cseppfolyósított hűtőközeget (hélium, széndioxid vagy nitrogén) tartályokban tároljuk és adagolószelep segítségével expandáltatjuk. Az expanzió során a gáz rendkívül alacsony hőmérsékletre hűl, és a hűtendő térből hőt von el. A hőfelvétel után a gázt a szabadba engedjük. A rendkívül alacsony expanzió utáni gázhőmérséklet lehetővé teszi, hogy viszonylag kis mennyiség is elegendő a hűtéshez. Egyre inkább terjed a hűtőkonténer technológiában, hiszen a szállítás során nem igényel külső energiát. Főleg a tengeri áruszállításban népszerűek, mert az expanziós hűtővel rendelkező hűtőkonténerek a „szokásos” konténerekkel együtt szállíthatók, és nem kell sem a kikötőben, sem a hajón speciális, energiaforrással ellátott helyet biztosítani számukra. A hűtőközeg tartályokat úgy méretezik, hogy a bennük lévő gáz mennyisége a teljes szállítási időre elegendő legyen, jóllehet egyre több kikötő rendelkezik hűtőközeg feltöltő berendezéssel.



forrás: Messer katalógus

3.1.7. ábra: Expanziós hűtésű hűtőkonténer

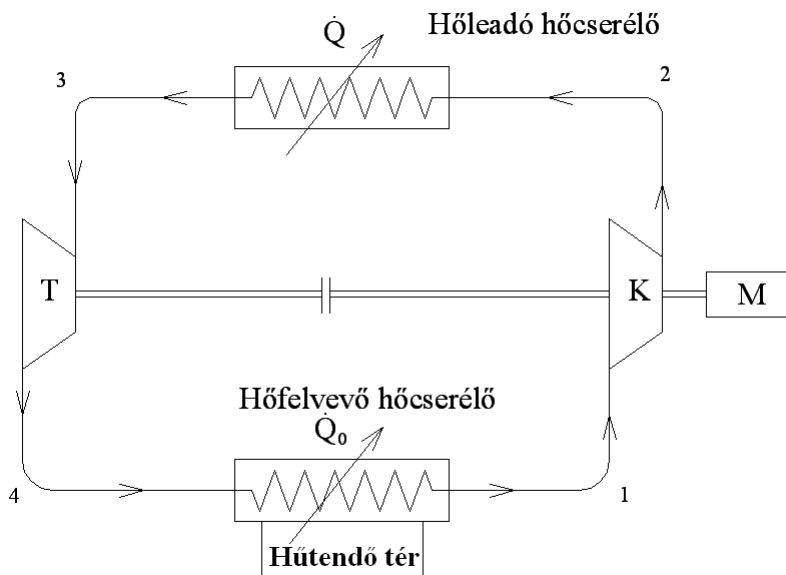
Az expanziós hűtőknek alapvetően két fajtáját különböztethetjük meg: Az elpárolgató hőcserélős rendszerű berendezésekben a hűtő közeg nem érintkezik a hűtendő térrel, mivel az adagoló szelep a konténer falaiban végigfutó csőígyós elpárolgató hőcserélőbe adagolja a hűtőközeget. Miután a hűtőközeg a hűtendő tér hőmérsékletére hűlt, az elpárolgatóból a szabadba engedjük.

A közvetlen befecskendezési rendszerű berendezéseknél a hűtőközeget közvetlenül a hűtendő térbe, fűvókákon keresztül engedi be az adagoló szelep. Ennek a rendszernek előnye, hogy a konténerből kiszorítja a levegőt, így pl. zöldségek, gyümölcsök szállításánál jobban megőrzi azok minőségét. Üzemeltetése során ajtónyitó védelmet kell beépíteni, ami az ajtó kinyitásakor lekapcsolja a hűtőberendezést, hiszen a fűvókákon beáramló hűtőközeg fagyási sérüléseket okozhat.

3.1.3. Gáz nemű hűtőközeggel működő kompresszoros hűtőgépek

A hűtőgépek többsége mechanikai munkát igénylő hűtőgép, ezért a jegyzet további részében a kompresszoros hűtők működését elemezzük.

A hűtő körfolyamatok bemutatását a gáznemű munkaközeggel működő berendezésekkel kezdjük.



3.1.8. ábra: Gáz hűtőközeggel működő kompresszoros hűtőgép működési vázlat

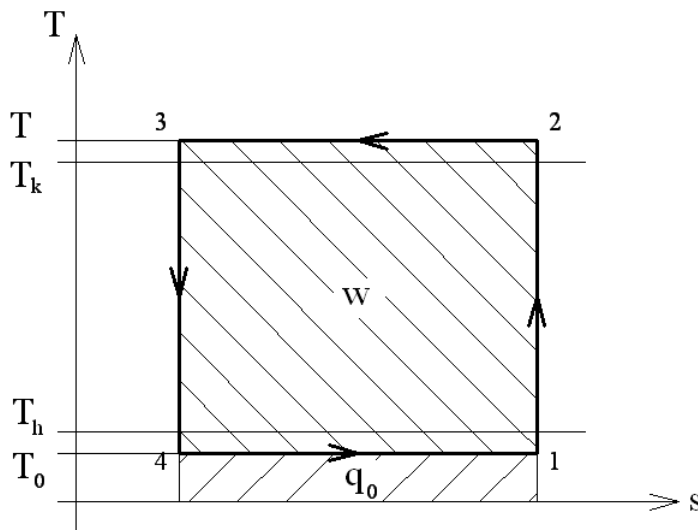
A működési vázlat (3.1.8. ábra) szerint hűtőgép működése a következő:

A hűtendő térben elhelyezett hőfelvevő hőcserélőben a hűtendő tér hőmérsékleténél (T_h) alacsonyabb hőfokú hűtőközeg áramlik, így a térből hőt von el (\dot{Q}_0). A hőfelvevő hőcserélőből a kompresszor (K) szívja el a hűtőközeget (1. pont), és ideális esetben izentrópicusan sűríti (2. pont). A kompresszió végén a hűtőközeg hőmérséklete a környezetinél (T_k) magasabb, így a közeg a hőleadó hőcserélőben a környezetnek hőt ad le (\dot{Q}), ami a hűtendő térből elvont és a körfolyamat fenntartásához szükséges mechanikai energiának (P) megfelelő hőenergiával egyezik meg (3. pont). A hűtőközeg ezután az expanziós gépbe, turbinába (T) kerül, ahol ideális esetben izentrópicusan expandál, munkát végez és hőfoka a hűtendő tér hőmérséklete alá hűl.

A hűtés annál gazdaságosabb, minél nagyobb az elvont hőmennyiség a hűtendő térben, és minél kisebb a körfolyamat fenntartásához befektetett energia.

3.1.3.1. Carnot hűtő körfolyamat

A fajlagos hűtőteljesítmény akkor a legnagyobb, ha a hűtőközeg hőfoka a hőfelvevő és a hőleadó hőcserélőben nem változik, vagyis a hőfelvétel és a hőleadás konstans (T_0 és T) hőmérsékleten történik. Azaz ideális, izentrópicus kompresszió és expanzió esetén a fordított irányú Carnot körfolyamat valósul meg (3.1.9. ábra).



3.1.9. ábra: Carnot hűtő körfolyamat

A Carnot hűtő körfolyamat hűtési teljesítményhányozója – azaz az elvont

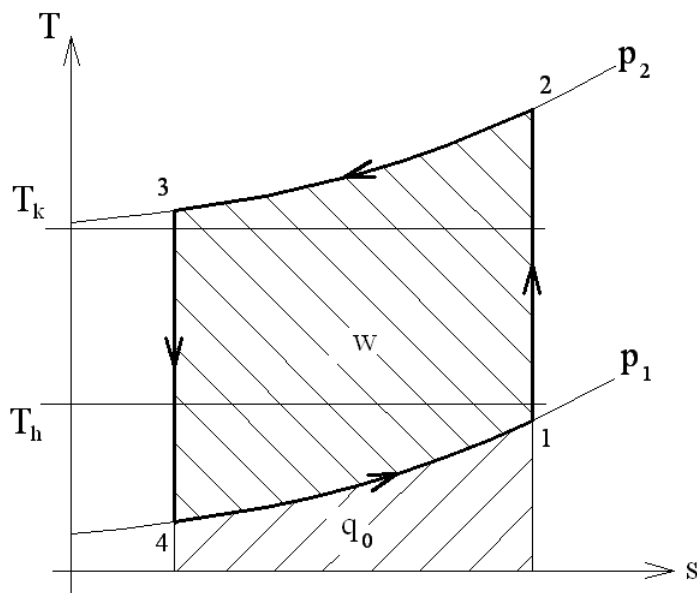
hőáram és a befektetett teljesítmény aránya – meghatározható a hűtőtérből elvont fajlagos hőmennyiség (q_0) és a körfolyamat fenntartásához szükséges technikai munkának (w) hányadosaként, hiszen a körfolyamatban a hűtőközeg tömegárama (\dot{m}) nem változhat.

$$\varepsilon_c = \frac{\dot{Q}_0}{P} = \frac{q_0}{w_k} = \frac{q_0}{q - q_0} = \frac{T_0}{T - T_0} \quad (3.1.3)$$

Ideális munkaközeg esetében feltételezhetjük, hogy a körfolyamatban nem változik a közeg állandó nyomáson vett fajhője (c_p). Így a hűtési teljesítménytényező a hőfelvétel és a hőleadó hőmérsékletekkel is számítható.

3.1.3.2. Ideális hűtő körfolyamat

Gáznemű hűtőközegekkel az izotermikus hőfelvételre és hőleadásra nincs lehetőség, tehát a Carnot körfolyamat ideális közeg esetén sem valósítható meg. Gázoknál a hőfelvétel és hőleadás állandó nyomáson csak hőfokváltozás mellett lehetséges, azaz egy ideális, fordított irányú gázturbina körfolyamatot tudunk megvalósítani.



3.1.10. ábra: Gáz munkaközeges hűtőgép ideális hűtő körfolyamata

A gáz hűtőközeggel megvalósítható ideális hűtő körfolyamat áll:

- egy ideális adiabatikus kompresszióból p_1 -ről p_2 nyomásra (1-2 pontok között);
- egy izobár hőleadásból p_2 nyomáson, ahol a hűtőközeg hőmérséklete (T) végig a környezeti hőmérséklet (T_k) felett van (2-3 pontok között);
- egy ideális adiabatikus expanzióból p_2 -ről p_1 nyomásra (3-4 pontok között);
- egy izobár hőfelvételtől p_1 nyomáson, ahol a hűtőközeg hőmérséklete (T_0) végig a hűtendő tér hőmérséklete (T_h) alatt van (4-1 pontok között).

A megkövetelt hűtendő tér hőfok (T_h) és a környezeti hőmérséklet (T_k) ismeretében a kompresszorral megvalósítandó minimális nyomásviszonyt az adiabatikus állapotváltozások szerint számíthatjuk.

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{\min} = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \left(\frac{T_k}{T_h}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (3.1.4)$$

A nyomásviszonyt ennél nagyobbra kell választani, hiszen az izobár hőleadáshoz a környezetinél nagyobb, az izobár hőfelvételhez pedig a hűtendő térnél alacsonyabb hűtőközeg hőfokra van szükség.

A hűtési teljesítménytényező, a kompresszor és a turbina fajlagos technikai munkájának, és a környezetnek leadott fajlagos hőmennyiségnek kiszámításához meg kell határozni a körfolyamatban a gáz állapotváltozási végpontjainak állapotjelzőit. A gáz hűtőközeg (κ), a megkívánt hűtendő tér hőmérséklet ($T_h \approx T_1$), a környezeti hőmérséklet ($T_k \approx T_3$) a munkaközeg

kiinduló nyomása (p_1), és a kompresszor nyomásviszonya ($\pi = \frac{p_2}{p_1}$) ismeretében a 2 és 4 pontok hiányzó állapotjelzői (hőmérséklet) számíthatók:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = T_1 \cdot \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (3.1.5)$$

és

$$T_4 = \frac{T_3}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = \frac{T_3}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (3.1.6)$$

A körfolyamat 4-1 pontjai között, a hűtendő térből elvont fajlagos hőmennyiség (q_0) a két pont közötti entalpiaváltozás nagyságával egyezik meg. Ugyanis zárt gáz körfolyamatról van szó, és a hőfelvevő hőcserélőben a hűtőközeget nem végzünk (vagy végeztetünk vele) technikai munkát. Itt kell megjegyeznünk, hogy jelen jegyzetben az entalpia jelölésére az „ i ” betűt használjuk, követve a BME Repülőgépek és Hajók Tanszéken írott, a Hő- és Áramlástan című tantárgyakhoz tartozó jegyzeteket. Mindazonáltal a szakirodalomban gyakran találkozunk az entalpia „ h ” betűvel történő jelölésével is.

$$q_0 = i_1 - i_4 = c_p \cdot (T_1 - T_4) = c_p \cdot \left(T_1 - \frac{T_3}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right) \quad (3.1.7)$$

A kompresszor és a turbina fajlagos kompressziós és expanziós technikai munkái szintén az entalpiaváltozásból számíthatóak. Az ideális adiabatikus állapotváltozásnál nem történik hőleadás vagy hőfelvétel, így az entalpiaváltozást a gázon végzett vagy a gázzal végzett technikai munka jelenti.

$$w_k = i_2 - i_1 = c_p \cdot (T_2 - T_1) = c_p \cdot T_1 \cdot \left(\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (3.1.8)$$

$$w_e = i_3 - i_4 = c_p \cdot (T_3 - T_4) = c_p \cdot T_3 \cdot \left(\frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} - 1 \right) \quad (3.1.9)$$

Ezekből egyrészt számítható a körfolyamatba bevitt fajlagos munka értéke, feltételezve, hogy a turbinával megtermelt energiát a kompresszor hajtására használjuk (közös tengelyen van a kompresszor és a turbina járókereke):

$$w = w_k - w_e = c_p \cdot (T_2 - T_1) - c_p \cdot (T_3 - T_4) \quad (3.1.10)$$

Másrészt a hűtési teljesítménytényező is meghatározható:

$$\varepsilon_{id} = \frac{\dot{Q}_0}{P} = \frac{q_0}{w} = \frac{i_1 - i_4}{(i_2 - i_1) - (i_3 - i_4)} = \frac{1}{\frac{i_2 - i_3}{i_1 - i_4} - 1} \quad (3.1.11)$$

Figyelembe véve, hogy

$$\frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_4} = \frac{T_1 \cdot \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - T_4 \cdot \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{T_1 - T_4} = \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (3.1.12)$$

A hűtési teljesítménytényező felírható kizárólag a nyomásviszony segítségével:

$$\varepsilon_{id} = \frac{1}{\frac{i_2 - i_3}{i_1 - i_4} - 1} = \frac{1}{\frac{c_p \cdot (T_2 - T_3)}{c_p \cdot (T_1 - T_4)} - 1} = \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1} \quad (3.1.13)$$

Látható az egyenletből, hogy a nyomásviszony növelésével a hűtő körfolyamat fajlagos hűtési teljesítménytényezője csökken. A gyakorlatban ez a meleg üzemi környezetre (pl. a trópusokra) tervezett hűtőgépek kisebb hűtési teljesítménytényezőjében jelentkezik.

A hűtendő térből elvonandó hőáram (\dot{Q}_0) megvalósításához szükséges hűtőközeg – tömegáram:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} \quad (3.1.14)$$

Illetve a feladat megoldásához szükséges teljesítmény:

$$P = \dot{m} \cdot w = \dot{Q}_0 \cdot \left(\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (3.1.15)$$

A kompresszor kiválasztásához a korábban meghatározott nyomásviszonyra és a szállított térfogatáram értékére van szükségünk. Ez utóbbit a munkaközeg kompresszor előtti sűrűségével számíthatjuk:

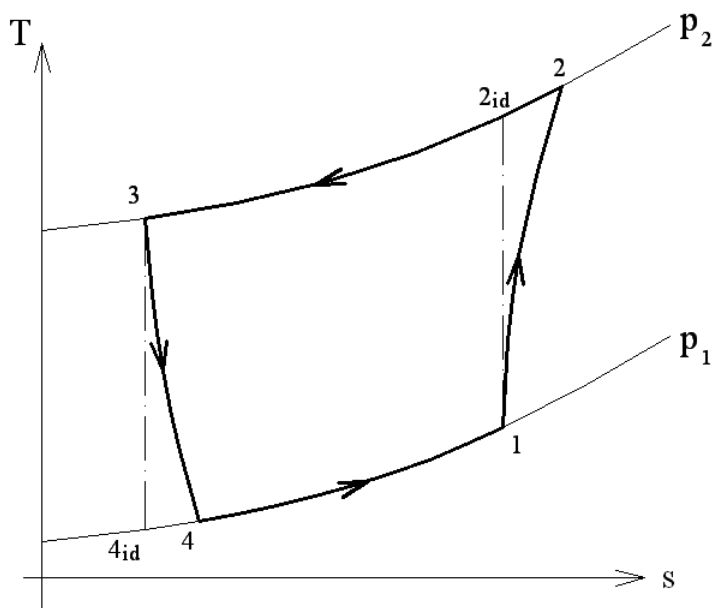
$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho_1} \quad (3.1.16)$$

Az összefüggések alapján belátható, hogy a nyomásviszony növelésével nő az egységnyi hűtőközeggel elvonható hőmennyiség, csökken a kerin-

getett hűtőközeg mennyisége, így a gépek mérete is. Ugyanakkor csökken a hűtési teljesítménytényező. Éppen ezért a hűtőgép tervezésekor a nyomásviszonyt az alapvető műszaki megfontolások után gazdaságossági vizsgálat alapján kell eldönteni.

3.1.3.3. Hűtő körfolyamat valóságos gáz munkaközeggel

A valóságos berendezésekben mind a kompresszió, mind az expanzió veszteséges. Emiatt a kompresszió az elméletinél nagyobb munkát igényel és az expanzió az elméletinél kevesebb munkát tud szolgáltatni.



3.1.11. ábra: Hűtő körfolyamat valóságos gáz munkaközeggel

Az ideálistól eltérő technikai munkák figyelembe vételére a kompresszor és a turbina izentrópikus hatásfoka ad lehetőséget.

$$\eta_{iz}^k = \frac{w_{k\ id}}{w_{k\ val}} = \frac{(i_2 - i_1)_{id}}{(i_2 - i_1)_{val}} = \frac{T_{2id} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (3.1.17)$$

$$\eta_{iz}^e = \frac{w_{e\ val}}{w_{e\ id}} = \frac{(i_3 - i_4)_{val}}{(i_3 - i_4)_{id}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4id}} \quad (3.1.18)$$

Tehát nő a körfolyamat fenntartásához befektetendő munka, valamint csökken az egységnyi tömegű hűtőközeggel felvett hőmennyiség, hiszen:

$$q_{0\text{ val}} = i_1 - i_{4\text{ val}} \quad (3.1.19)$$

Mindezek alapján a környezetnek átadott fajlagos hőmennyiség is szükségképpen növekszik.

$$q_{\text{val}} = i_{2\text{ val}} - i_1 \quad (3.1.20)$$

A veszteséges kompresszió és expanzió miatt az elméletihez képest romlik a hűtési teljesítménytényező, melyet már nem számíthatunk egyszerűen a kompresszor nyomásviszonyból.

$$\varepsilon_{\text{val}} = \frac{q_{0\text{ val}}}{w_{k\text{ val}} - w_{e\text{ val}}} = \frac{c_{p1}(T_1 - T_4)}{c_{pk}(T_2 - T_3) - c_{pe}(T_1 - T_4)} \quad (3.1.21)$$

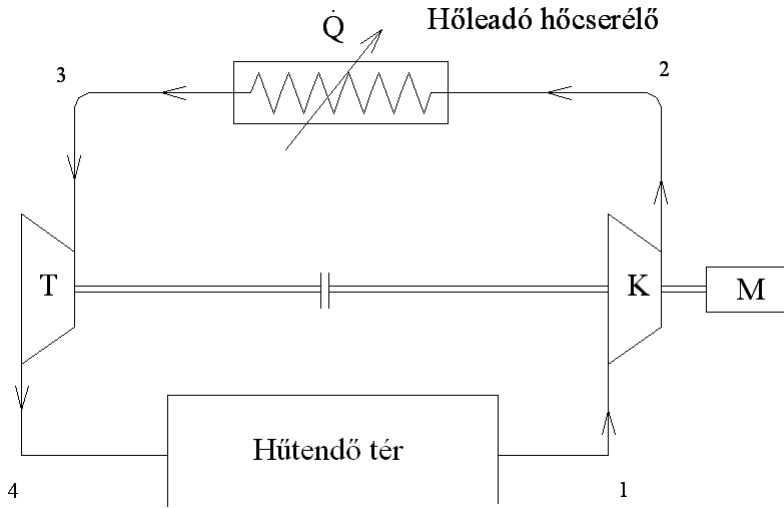
A hűtési teljesítménytényező csökkenése mutatja, hogy nő a berendezés teljesítményfelvétele az ideálshoz képest és adott hűtési feladathoz nagyobb hűtőközeg tömegáramra van szükség. Így a hűtőgép méretei is nagyobbak az ideálshoz képest.

Megjegyezzük, hogy a valóságos munkaközegeknél a hőleadó és a hőfelvevő hőcserélő, valamint a csővezetékek nyomásesését is figyelembe kell venni. Azonban a gáz munkaközeges hűtőgépeknél ez a veszteség a valóságos adiabatikus állapotváltozások veszteségeihez képest eltörpülnek.

A gyakorlatban megvalósított gáz munkaközeges, kompresszoros hűtőgépeket kicsi hűtési teljesítménytényezőjük ($\varepsilon_{\text{val}}=1\sim 1,5$) miatt csak kivételesen ritka esetben használjuk őket (pl. speciális ipari célokra; bányák, űrhajók légkondicionálására).

3.1.3.4. Turbó léghűtés

Amennyiben a hűtőközeg és a hűtendő közeg is levegő, a hűtőgép hőfelvevő hőcserélőjének feladatát maga a hűtendő tér, mint keverő hőcserélő veszi át, és a körfolyamat nyitottá válik.



3.1.12. ábra: Turbó léghűtőgép működési vázolata

A hűtőgép (p_1) alsó nyomásszintje a hűtendő tér mindenkor környezeti nyomásával (p_0) egyezik meg, és a kompresszió kiinduló hőfoka (T_1) a hűtendő tér hőmérséklete (T_h).

$$p_1 = p_0 \quad \text{és} \quad T_1 = T_h \quad (3.1.22)$$

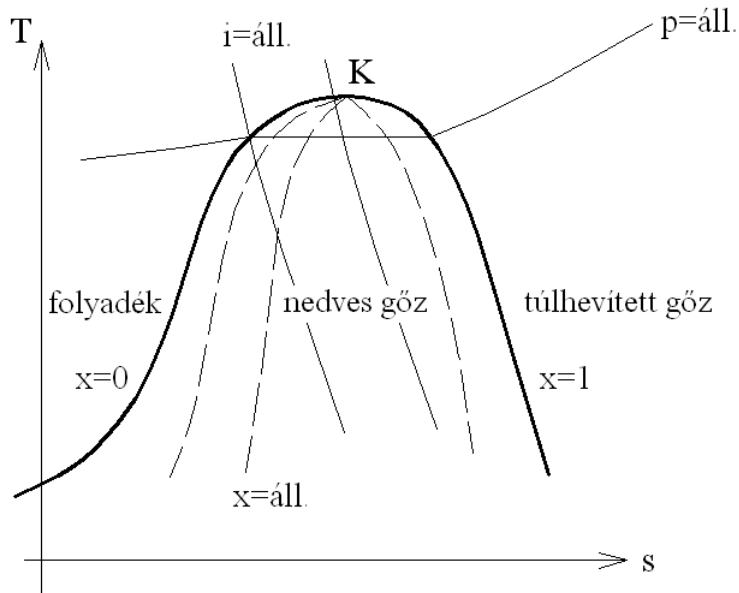
A berendezés nagy előnye, hogy a hűtőközeg maga a hűtendő tér (pl. az utastér) levegője, azonban hűtési teljesítménytényezője ($\epsilon_{val}=0,5\sim 1,2$) még a gáz munkaközegű hűtőgépek között is igen kicsi. Kétfokozatú kompresszióval és a fokozatok közötti levegő visszahűtéssel, valamint bizonyos nyomáshatárok között a belső regeneratív hőcserélő alkalmazása javíthatja a fajlagos hűtőtelsítményt.

3.1.4. Gőz nemű hűtőközeggel működő kompresszoros hűtőgépek

A gáz munkaközeges hűtőgépeknél láthattuk, hogy a legjobb hűtési teljesítménytényezőjű Carnot körfolyamat nem valósítható meg, mivel a gáz halmazállapotú közeg izobár állapotváltozásánál a hőmérséklete is változik (hőleadó és hőfelvevő hőcserélők). Ezzel szemben a telített folyadékok vagy nedves gőzök elgőzölgés vagy kondenzáció mellett hőmérsékletváltozás nélkül is képesek hőt felvenni vagy leadni. Így a gőz hűtőközeges hűtőgépeknél a Carnot körfolyamat két izotermikus állapotváltozása elvileg megvalósítható.

3.1.4.1. Gőzdiagramok

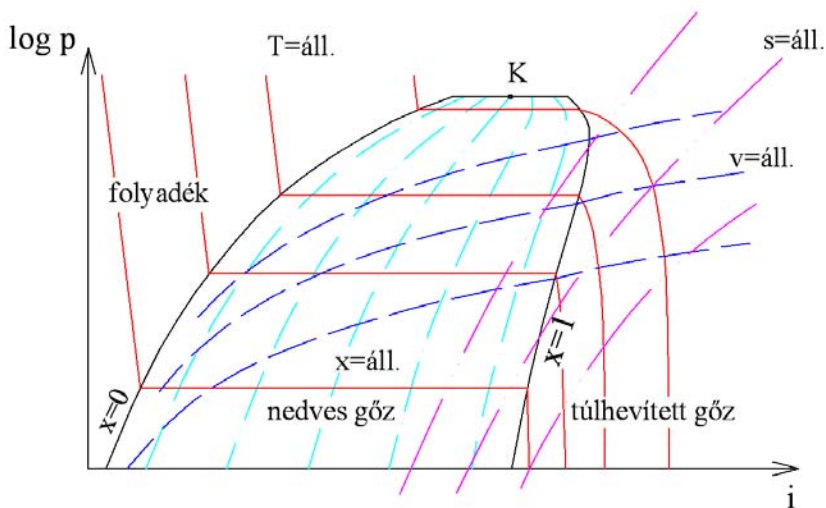
A hőtan tanulmányokból tudjuk, hogy a gőz állapotváltozásai a legjobban a T-s diagramban követhetők.



3.1.13. ábra: Gőz T-s diagramja

A hűtőgépek vizsgálatánál azonban a T-s diagramban az egyes állapotváltozások során végbemenő entalpiaváltozások (fajlagos energiatartalom változás) ábrázolása és meghatározása a gyakorlati alkalmazások számára összetett feladat. Richard Mollier (1863-1935) munkássága során olyan diagramokat dolgozott ki, melyek a gőzök állapotjelzőit az entalpia függvényében ábrázolják. A szemléletmód fontosságát jelzi, hogy a szakma még életében (1923) elnevezte róla ezeket a diagramokat.

A hűtőgépek hőcserélőiben ideális esetben izobár állapotváltozás megy végbe, ezért a hűtéstechnikában a Mollier diagramok közül a gőz nyomását ábrázoló, $\log p - i$ diagramokat használjuk. Korábban említettük, hogy a szakirodalomban gyakran találkozunk az entalpia „h” betűvel történő jelölésével, ezért a hűtőgépek különféle hűtőközegeinél elterjedt a $\log p - h$ diagram elnevezés. A jegyzetben következetesen a $\log p - i$ elnevezést használjuk.



3.1.14. ábra: A log p – i diagram felépítése

A log p – i diagramokban a függőleges tengelyen a gőznyomást logaritmikus léptékben (ahogyan az elnevezésében is látszik) ábrázolják, általában bar vagy Pa mértékegységben. A vízszintes tengelyen lévő entalpia (i) értékeit gyakran csak az $x=0$ és $x=1$ fázishatár görbék (az ábrán fekete vonal) környezetében veszik fel, mivel a nedves gőz tartomány értékeire a hűtéstechnikában ritkán van szükség. Az entalpia általában a $\frac{kJ}{kg}$ mértékegységben van feltüntetve.

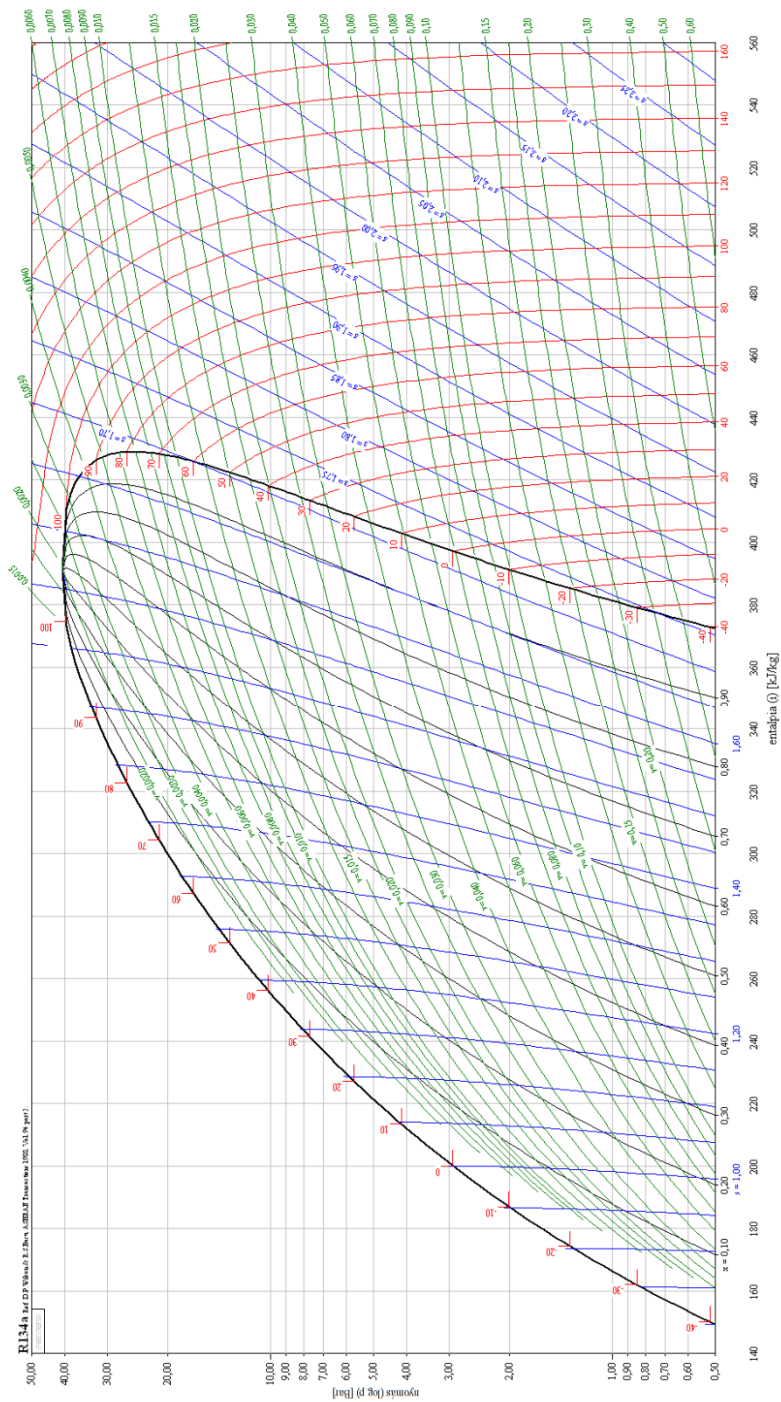
Az izotermák görbéi (az ábrán piros vonal) a folyadék- és a túlhevített gőz mezőben közel függőlegesek, a két határgörbe között pedig vízszintesek, azaz párhuzamosak az izobár egyenesekkel: $p_s = f(T_s)$

A $v=áll.$ görbék (az ábrán kék színű, szaggatott vonal) a két határgörbe között meredeken haladó görbék, majd a túlhevített gőz mezőben meredekségük csökken.

Az állandó entrópiájú vonalak (az ábrán bíborvörös, szaggatott vonal) a nedves gőz mezőben igen meredeken, csaknem az $x=áll.$ görbékkel párhuzamosan haladnak. A túlhevített gőz mezőben meredekségük kisebb, de a $v=áll.$ görbéknél jóval nagyobb.

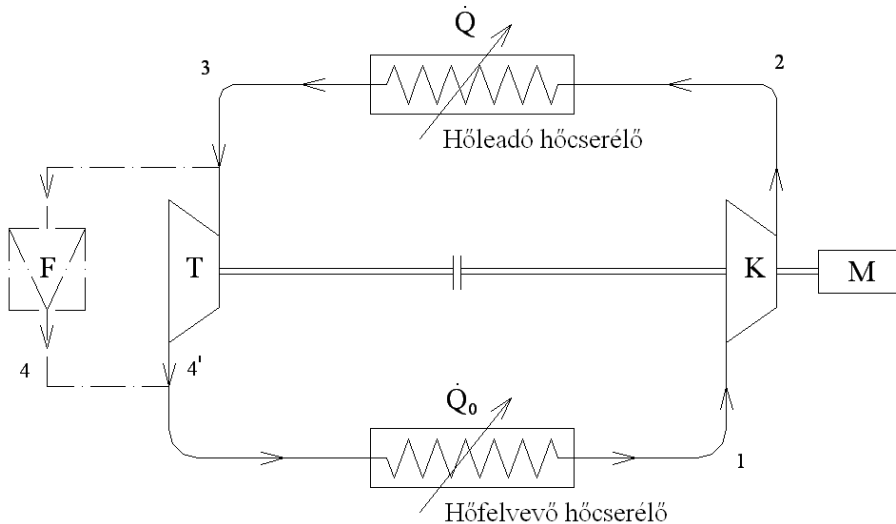
A log p – i diagramokban szokták még jelölni az állandó abszolút nedvességtartalom görbéket $x = \frac{m_g}{m} = áll.$ is (az ábrán világoskék, szaggatott görbék), jóllehet a hűtőgépek számításainál ezeket nem használjuk.

**3.1.15.
 ábra: Az
 R134a
 jelű
 munká-
 közeg log
 p-i diag-
 ramja**



3.1.4.2. Egyfokozatú kompresszoros hűtő körfolyamat

A gőz nemű hűtőközeggel üzemelő, legegyszerűbb kialakítású hűtőgépek az egyfokozatú hűtő körfolyamatot valósítják meg.



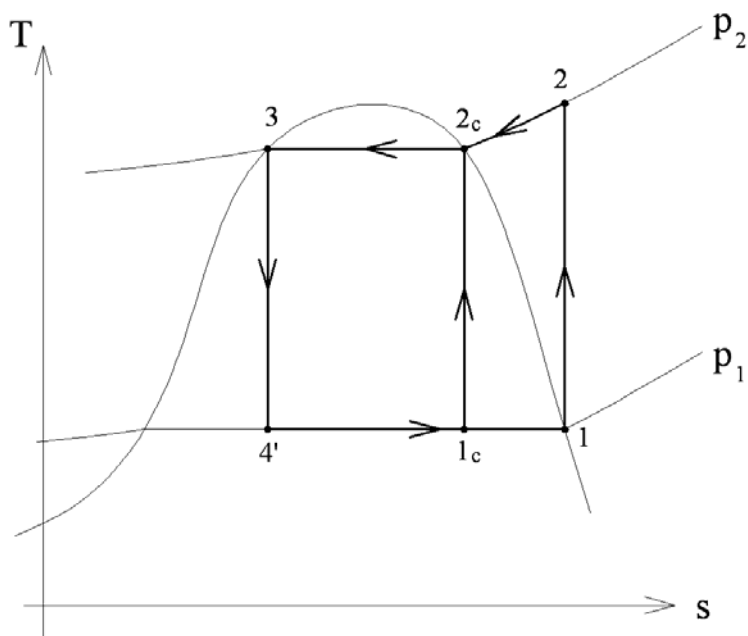
3.1.16. ábra: Egyfokozatú kompresszoros hűtőgép működési vázlat

A működési vázlat (3.1.16. ábra) szerint hűtőgép működése a következő: A hőfelvevő hőcserélőből a kompresszor (K) száraz, telített állapotban ($x=1$) szívja el a hűtőközeget a hőfelvevő hőcserélőből (1 pont), izentrópiusan sűríti és a hőleadó hőcserélőbe tolja át (2 pont). A kompresszió végén a gáz halmazállapotú hűtőközeg hőmérséklete a környezeti-nél (T_k) magasabb, így a közeg a hőleadó hőcserélőben a környezetnek hőt ad le (\dot{Q}), ami a hűtendő térből elvont és a körfolyamat fenntartásához szükséges mechanikai energiának (P) megfelelő hőenergiával egyezik meg (3 pont). A hőleadás során a túlhevített gőz előbb változó hőmérsékleten $p_2=\text{áll.}$ nyomáson lehűl a p_2 nyomáshoz tartozó T_s telítési hőmérsékletre, majd ezen a hőmérsékleten cseppfolyósodik, kondenzál. A hőleadó hőcserélőt ezért kondenzátornak is szokták nevezni. A hűtőközeg ezután az expanzíós gépbe, turbinába (T) vagy fojtószelepbe (F) kerül, turbina esetén izentrópius, fojtószelepnél pedig entalpiaváltozás nélküli ($i_3 = i_4$) az expanzió. A hűtő közeg hőfoka a hűtendő tér hőmérséklete (T_h) alá hűl és nyomása a kompresszor előtti nyomásra (p_1) esik vissza. Ideális esetben a kondenzáció a hőleadó hőcserélő végén befejeződik, és az expanzió az $x=0$ fázishatár görbéről indul (3 pont) és a nedves gőz tartományban

ér véget (4 vagy 4' pont). Az expanzió után a hőfelvevő hőcserélőbe áramló nedves gőzben lévő folyadék a hűtendő térből elvont hő felvétele mellett állandó hőmérsékleten ($T_4 = \text{áll.}$) elpárolog, és ismét száraz telített gőz állapotba jut (1 pont). A közeg elpárolgása miatt a hőfelvevő hőcserélőt evaporátornak vagy elpárolgatóknak is szokták nevezni.

- *Carnot hűtő körfolyamat*

A hűtőgépben a Carnot hűtő körfolyamatot valósíthatjuk meg, amennyiben a kompresszor nedves gőzt szív, és a kompresszió végén p_2 nyomáson kerül száraz telített gőz állapotba, valamint az expanzió ideális adiabatikus állapotváltozás. A Carnot hűtő körfolyamatot az 3.1.17. ábrán az $1_c-2_c-3-4'$ pontokkal jelöltük.



3.1.17. ábra: Gőz munkaközeges hűtőgép T-s diagramja

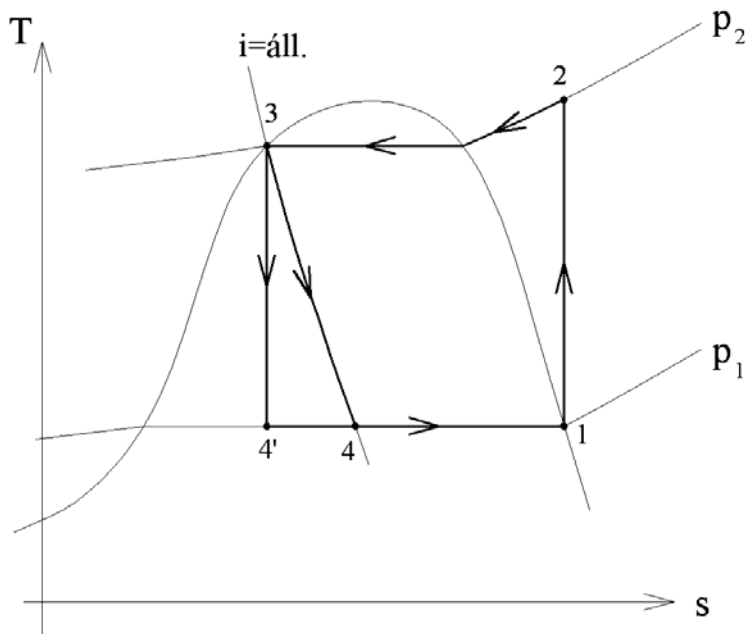
A Carnot körfolyamatban azonban a kompresszor úgynevezett nedves üzemben dolgozik, azaz a sűrítésnél összenyomhatatlannak tekinthető folyadék fázisú közeg is jelen van. A hűtőkompresszor esetleges károsodása (térfogat kiszorításos kompresszoroknál fennáll a „vízütés” veszélye) miatt a nedves üzemet igyekszünk elkerülni, így a valóságos körfolyamatok eltérnek a Carnot körfolyamattól.

A kompresszor száraz üzemben dolgozik, amennyiben a hőfelvevő hőcse-

rélőből száraz telített gőzt tud elszívni. Ekkor azonban a hőleadó hőcserélőben a munkaközegnek először a p_2 nyomáshoz tartozó telítési hőmérsékletre le kell hűlnie a kondenzáció előtt. Ezt a körfolyamatot az 3.1.17. ábrán az 1-2-3-4' pontok jelzik.

- *Fojtás vagy turbina*

A hűtőgépben a munkaközeg expanzióját fojtószeleppel vagy expanziós géppel (turbina) is elérhetjük. A turbina alkalmazása esetén az expanziós gép által termelt munkát felhasználhatjuk a kompresszor meghajtására, így a körfolyamat fenntartásához szükséges befektetett teljesítmény csökkenthető. Ilyenkor a turbina által megtermelt teljesítményt mechanikusan kell átadni a kompresszornak (pl. közös tengelyen elhelyezni őket). Ekkor azonban a két gépet egymás mellett, gyakran hajtómű közbeiktatásával, kell elhelyezni. A mechanikai kapcsolat révén a kompresszor és a turbina nem tud egymástól függetlenül működni, így az expanzió szabályozása összetett feladat.



3.1.18. ábra: Gőz munkaközeges hűtő körfolyamat T-s diagramja expanziós géppel és fojtással

A gyakorlati megfontolások alapján a gőz munkaközeges hűtőgépekben inkább az egyszerűbb, könnyebben szabályozható fojtószelepet alkalmaz-

zuk. Ennek további gyakorlati előnye, hogy a fojtószelep közvetlenül a hőfelvevő hőcserélő előtt (vagy azzal egybeépítve) helyezhető el, így az expanzió utáni csővezeték hőveszteséget (a munkaközeg már csőben hőt vesz fel a környezetből) a legkisebbre csökkenthetjük, illetve a hűtendő tér hőmérsékletének szabályozása is könnyebb (különösen több hőfelvevő hőcserélő alkalmazása esetén).

Tudnunk kell azonban, hogy a fojtásos expanzióval azon kívül, hogy elvész az expanziós munka, a hűtőközegnek a fojtás után nagyobb lesz a hőtartalma, mint expanziós gép esetében, ami nagyobb gőztartalmat jelent ($x_4' < x_4$). Ez azt eredményezi, hogy a hűtendő térből elvonható fajlagos hőmennyiség csökken a hűtő körfolyamatban, amint az 5.1.18. ábrán látható.

$$q_{0,turbina} = i_1 - i_{4'} > q_{0,fojtás} = i_1 - i_4$$

A hűtési teljesítménytényezőben is megfigyelhető a két expanziós mód közötti különbség, és a fojtás negatív hatása.

$$\varepsilon_{turbina} = \frac{q_{0,turbina}}{w_k - w_e} = \frac{i_1 - i_{4'}}{(i_2 - i_1) - (i_3 - i_{4'})} \quad (3.1.23)$$

$$\varepsilon_{fojtás} = \frac{q_{0,fojtás}}{w_k} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} \quad (3.1.24)$$

Mivel $q_0 \downarrow$ és $w_{bef} \uparrow$ egyenesen következik, hogy $\varepsilon_{fojtás} < \varepsilon_{turbina}$

A fojtószelep alkalmazásának negatív hőtani hatásai ellenére a gőz munkaközegű, kompresszoros hűtőgépekben szinte kivétel nélkül fojtószeleppel oldják meg a közeg expanzióját.

- *Gőz munkaközeges, egyfokozatú, fojtószelepes hűtőgépek üzemi jellemzőinek meghatározása*

Az üzemi jellemzők meghatározásához az 3.1.19. ábrán, a Mollier-féle log p-i diagramban ábrázoltuk az egyfokozatú, fojtószelepes hűtőgép körfolyamatát. Az ideális hűtő körfolyamatban a kompresszió pontosan az $x=1$ telített gőz, míg az expanzió az $x=0$ folyadék állapotból indul.

Az 1 kg hűtőközeggel elvonható hőmennyiség:

$$q_0 = i_1 - i_4 \quad (3.1.25)$$

Az izentrópikus kompressziómunka 1 kg hűtőközegen:

$$w_k = i_2 - i_1 \quad (3.1.26)$$

A kondenzátorban leadott fajlagos hőmennyiség, amely megegyezik az evaporátorban felvett fajlagos hőmennyiség és kompressziómunka összegével:

$$q = i_2 - i_3 = i_2 - i_4 = q_0 + w_k \quad (3.1.27)$$

Mindebből az egyfokozatú kompresszoros hűtőgép hűtési teljesítménytényezője fojtással:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_0}{P} = \frac{q_0}{w_k} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} \quad (3.1.28)$$

A hűtendő térből, a hűtési feladat szerint elvonandó \dot{Q}_0 hőáram létesítéséhez szükséges hűtőközeg-tömegáram:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} = \frac{\dot{Q}_0}{i_1 - i_4} \quad (3.1.29)$$

A kompresszor méretezéséhez szükséges, szívó oldali hűtőközeg-térfogatáram:

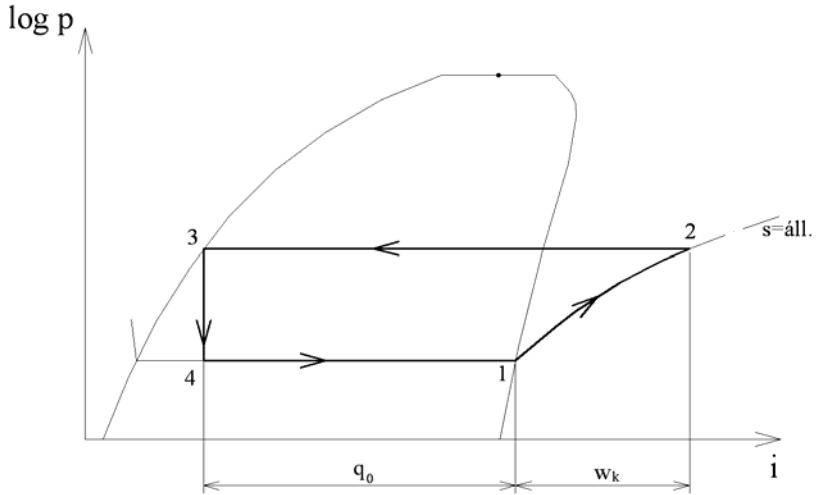
$$\dot{V}_k = \frac{\dot{m}}{\rho_1} \quad (3.1.30)$$

A kompresszor teljesítményigénye ideális adiabatikus kompressziónál:

$$P = \dot{m} \cdot w_k = \dot{m} \cdot (i_2 - i_1) \quad (3.1.31)$$

A hőleadó hőcserélőben leadott hőáram:

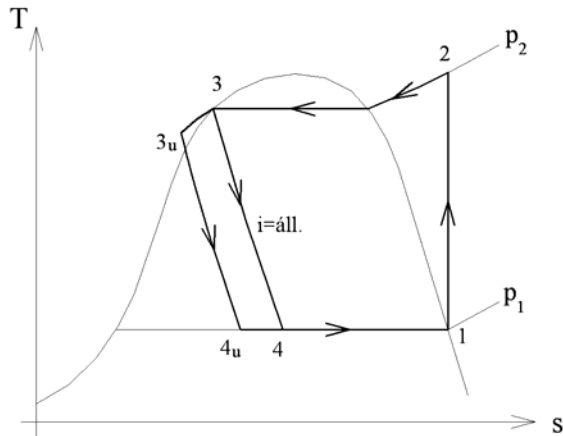
$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot q = \dot{m} \cdot (i_2 - i_3) \quad (3.1.32)$$



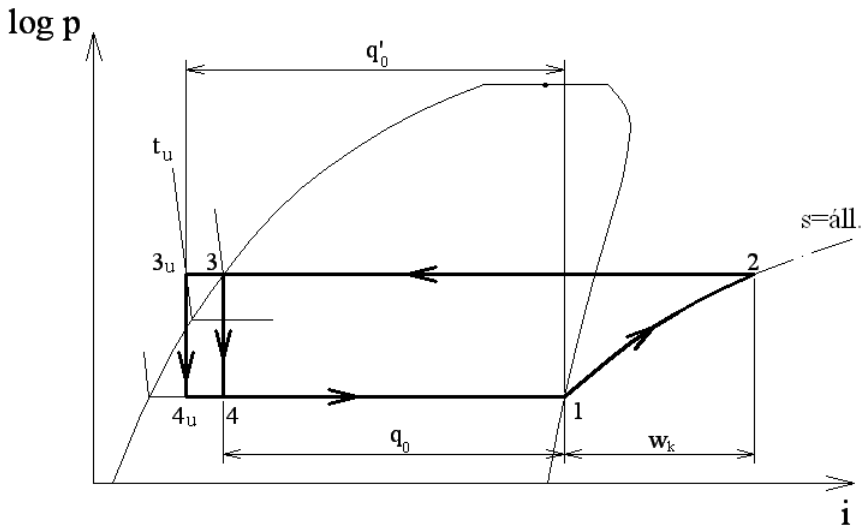
3.1.19. ábra: Gőz munkaközeges, egyfokozatú, fojtószelepes ideális hűtő körfolyamat log p–i diagramja

- *Utóhűtés*

A hűtőgépek hőleadó hőcserélőjében ritkán fejeződik be a hőleadási folyamat a kondenzációval. Ezt egyrészt a hűtőgép különféle üzemállapotai (pl. környezeti hőmérséklet változása) okozhatják, illetve tudatos tervezés eredménye is lehet. Utóhűtésnek nevezzük tehát azt a hőleadási folyamatot, amikor a hűtőközeg hőmérséklet csökkenése a kondenzátor végén (vagy külön utóhűtőben) állandó nyomáson, a folyadék fázisban is folytatódik.



3.1.20. ábra: Gőz munkaközeges hűtő körfolyamat T-s diagramja utóhűtéssel



3.1.21. ábra: Gőz munkaközeges hűtő körfolyamat log p – i diagram-ja utóhűtéssel

Az utóhűtés hatására a hűtendő térből elvonható fajlagos hőmennyiség nő a hűtő körfolyamatban ($q_0 < q'_0$), hiszen a fojtószelep kisebb hőtartalmú közeget (3_u pont) expandál, így az expanszió végén kisebb lesz a gőzfázis aránya a munkaközegben, mint utóhűtés nélkül ($x_{4_u} < x_4$).

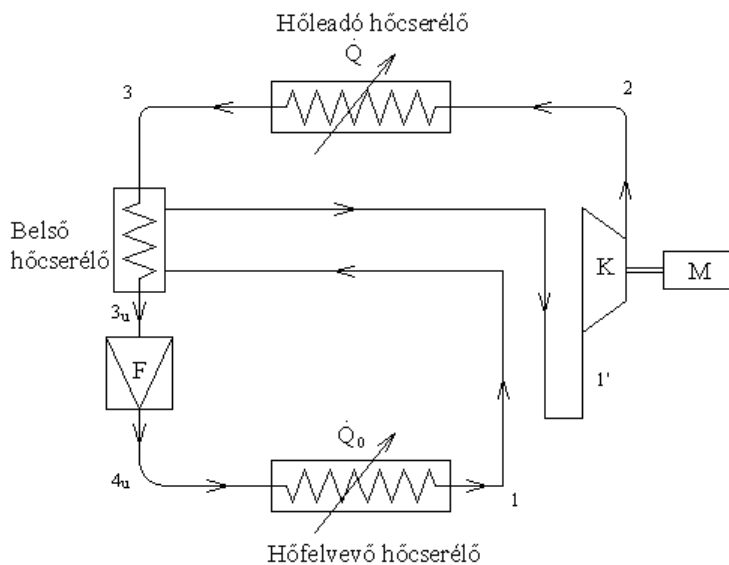
Az utóhűtést gyakran alkalmazzák a fojtószelep miatt elveszített elvonható hő ellensúlyozására és a hűtőgép hűtési teljesítménytényezőjének javítására.

Minél nagyobb az utóhűtés mértéke, annál több hőt vonhatunk el a hűtendő térből. Gyakorlati korlátja, hogy a kondenzáció utáni hűtéskor a munkaközeg és a környezet hőmérséklete között egyre kisebb a különbség, így az utóhűtő hőcserélő méretét is növelni kell.

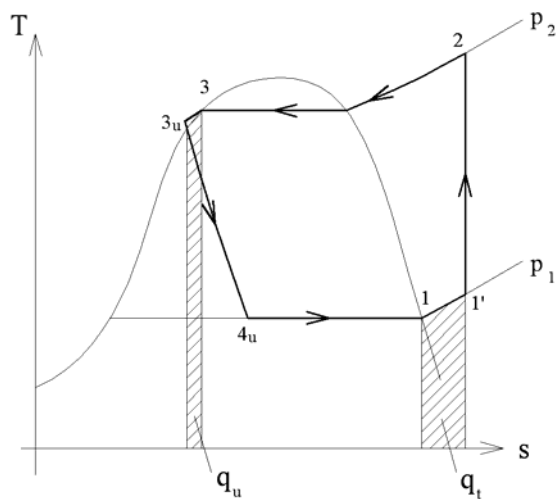
Az utóhűtést meg lehet valósítani belső utóhűtővel is, amikor az evaporátorból kilépő munkaközeggel (1 pont) hűtjük vissza a kondenzátorból kilépő (3 pont) hűtő közeget.

A belső utóhűtés alkalmazásakor a kompresszió biztosan a telített gőz fázisból indul (1' pont), így a kompresszor dolgozik nedves üzemben. További előnye, hogy a hűtendő térből elvonható fajlagos hőmennyiség (q_0) növekszik. Azonban a belső hőcserélőben fellépő gőztúlhevítés a kompresszorban nagyobb térfogatáramot és nagyobb kompressziós vég-hőfokot eredményez, így a kompressziómunka is nagyobb. Ezért gyakran a belső utóhűtős hűtőgépek hűtési teljesítménytényezője az azonos, de

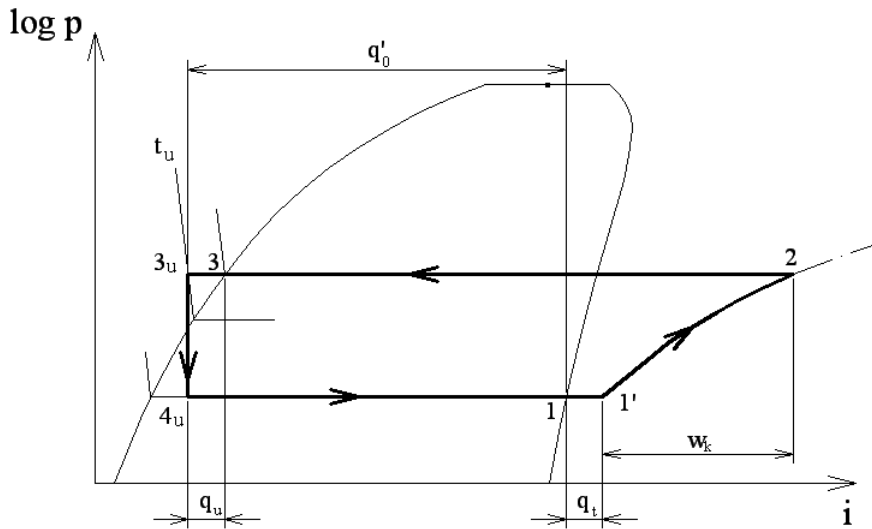
belső utóhűtő nélküli gépekhez képest nem változik. Alkalmazását a kedvező üzemeltetési hatások indokolják.



3.1.22. ábra: Gőz munkaközeges, belső utóhűtéses egyfokozatú hűtőgép működési vázlata



3.1.23. ábra: Gőz munkaközeges, belső utóhűtéses egyfokozatú hűtőgép T-s diagramja



3.1.24. ábra: Gőz munkaközeges, belső utóhűtéses egyfokozatú hűtőgép log p–i diagramja

3.1.4.2. Egyfokozatú hűtő körfolyamat megosztott kompresszióval

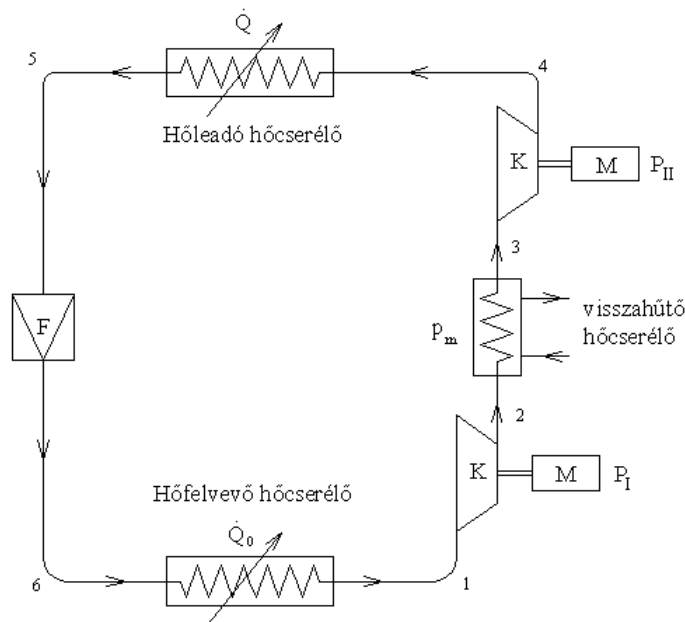
Az elpárolgási hőmérséklet csökkenése, vagy a kondenzáció hőmérsékletének növekedése a kompresszió nyomásviszonyának növekedését eredményezi. Ennek következtében megnő a kompresszió vég hőmérséklete, ami káros a kompresszor olajozása, és üzembiztossága szempontjából. Továbbá csökken a kompresszor szállítási foka és nő a teljesítményszükséglete. A nyomásviszony növekedésével kisebb lesz a hűtendő térből elvonható fajlagos hő (q_0), ezáltal csökken a hűtőteljesítmény.

Üzembiztonsági és gazdaságossági szempontból egyfokozatú kompressziót csak a hűtőközeg tulajdonságaitól függő hőmérséklet tartományban használhatunk. E tartományt a kompresszió megosztásával és a gőznek a fokozatok közötti visszahűtésével lehet kiszélesíteni, anélkül, hogy az említett hátrányok fellépnének.

A megosztott kompresszióknak a fokozatok közötti hűtőközeg visszahűtés tekintetében két típusa van:

- Visszahűtés külső hűtőközeggel
 - Visszahűtés a hűtőgép munkaközegével
- *Visszahűtés külső hűtőközeggel*

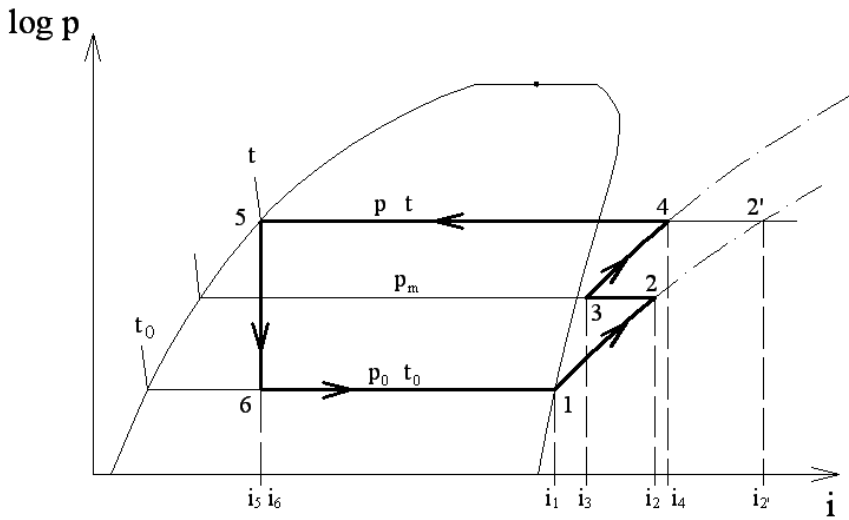
A hűtési feladat jellemzői a t_h hűtendő tér és a t_k környezeti (hőfelvevő közeg) hőmérséklete. E két hőmérsékletre kell megválasztani a p kondenzációs és a p_0 elpárolgatási nyomást, valamint a hűtőközeg típusát.



3.1.25. ábra: Külső visszahűtő közeges megosztott kompressziójú, gőz munkaközeges hűtőgép működési vázlat

Külső hűtőközeges megosztott kompresszió esetén a kompressziót egy p_m közbenső nyomáson megszakítjuk (első kompresszor fokozat K_I : az 1-2 pontok között), és a gőzt a külső hűtőközeggel (környezeti levegő, víz, stb.) visszahűtjük (2-3 pontok között), majd a második kompresszor fokozattal p kondenzációs nyomásig tovább sűrítjük (K_{II} : a 3-4 pontok között). A p_m közbenső nyomás nagyságát úgy kell megválasztani, hogy az első kompresszor fokozatnál a munkaközeg kompressziós véghőfoka magasabb legyen, mint a külső visszahűtő közeg hőmérséklete.

A két kompresszor fokozatba befektetett együttes munka kisebb, mintha egy kompresszorral sűríténénk a közeget. Ezért csökken a hűtő körfolyamat kompressziós teljesítményszükséglete, így a hűtési teljesítménytényező is.



3.1.26. ábra: Külső visszahűtő közeges megosztott kompressziójú, gőz munkaközeges hűtő körfolyamat log p–i diagramja

A körfolyamatot log p–i diagramban ábrázolva (3.1.26. ábra) leolvashatók az egyes kompresszorfokokozatok fajlagos munkaszükségei:

$$w_{k1} = i_2 - i_1 \quad (3.1.33)$$

$$w_{k2} = i_4 - i_3$$

Illetve az egy lépéses kompresszió fajlagos munkaszüksége:

$$w_{k1,fok} = i_{2'} - i_1 \quad (3.1.34)$$

Ebből a munkaszükséglet csökkenése:

$$\Delta w_k = w_{k1,fok} - (w_{k1} + w_{k2}) \quad (3.1.35)$$

A hűtendő térből elvonandó hőáramból (\dot{Q}_0) meghatározható a szükséges hűtőközeg tömegáram:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} = \frac{\dot{Q}_0}{i_1 - i_6} \quad (3.1.36)$$

Ez után az egyes kompresszor fokozatok teljesítmény szükséglete:

$$\begin{aligned} P_I &= \dot{m} \cdot w_{kI} = \dot{m} \cdot (i_2 - i_1) \\ P_{II} &= \dot{m} \cdot w_{kII} = \dot{m} \cdot (i_4 - i_3) \end{aligned} \quad (3.1.37)$$

A kondenzátorban leadott hőáram:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot q = \dot{m} \cdot (i_4 - i_5) \quad (3.1.38)$$

A fokozatok közötti hőcserélő méretezéséhez meghatározható a fokozatok közötti visszahűtésre elvont fajlagos hőmennyiség:

$$q_m = i_2 - i_3 \quad (3.1.39)$$

Amiből a visszahűtő hőcserélő szükséges hőárama:

$$\dot{Q}_m = \dot{m} \cdot q_m = \dot{m} \cdot (i_2 - i_3) \quad (3.1.40)$$

A hűtőgép hűtési teljesítménytényezője pedig:

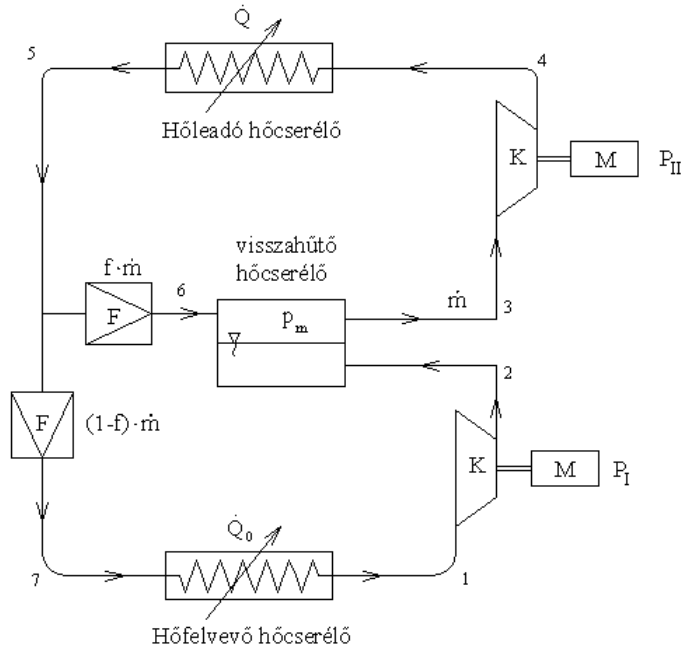
$$\varepsilon = \frac{q_0}{\Sigma w_k} = \frac{q_0}{w_{k1} + w_{k2}} = \frac{i_1 - i_6}{i_2 - i_1 + i_4 - i_3} \quad (3.1.41)$$

Ami az ismert okokból nagyobb, mint az egy fokozatban megvalósított kompresszió esetében:

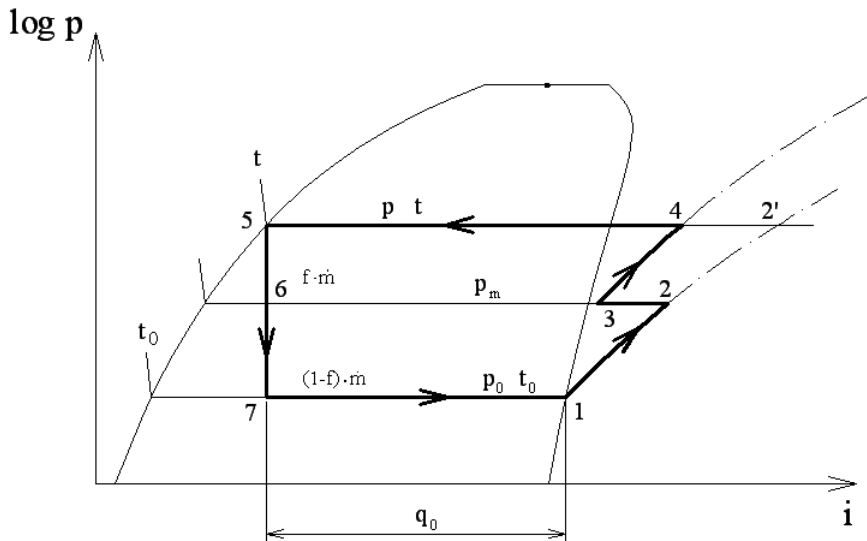
$$\varepsilon_{1,fok} = \frac{q_0}{w_{k1,fok}} = \frac{i_1 - i_6}{i_2 - i_1} \quad (3.1.42)$$

- *Visszahűtés a hűtőgép munkaközegével*

A hűtő körfolyamatban áramló hűtőközeget is felhasználhatjuk a két kompresszió fokozat közötti visszahűtésre. Erre felületi hőcserélőt vagy keverő hőcserélőt egyaránt alkalmazhatunk. Jelen példában keverő hőcserélőt használunk.



3.1.27. ábra: Saját visszahűtő közeges megosztott kompressziójú, gőz munkaközeges hűtőgép működési vázlatja



3.1.28. ábra: Saját visszahűtő közeges megosztott kompressziójú, gőz munkaközeges hűtőgép log p-i diagramja

A saját visszahűtő közeges, megosztott kompressziójú hűtőgépeknél a a kondenzátort elhagyó (5 pont) közegnek egy kis részét ($\dot{m} \cdot f$) a közbenső nyomásig (p_m) expandáljuk (6 pont), és mint hűtő közeg lép be a közbenső hőcserélőbe, ahol elpárolog és lehűti az első kompresszor fokozat utáni gőzt(2 pont).

A hűtő közeg döntő részét a p_0 elpárolgási nyomásig fojtjuk (7 pont) és $\dot{m} \cdot (1 - f)$ mennyiség lép az elpárologtatóba, ahol a hűtendő térből \dot{Q}_0 hőáramot von el (1 pont), majd a kisnyomású első kompresszor fokozat p_m közbenső nyomásra komprimálja és visszahűtés céljából a közbenső hőcserélőbe nyomja (2 pont). A közbenső hőcserélőből telített gőz állapotban jut vissza a visszahűtött ($\dot{m} \cdot (1 - f)$) és a hűtő ($\dot{m} \cdot f$) közegmennyiség a második kompresszor fokozatba (3 pont).

A hűtő és a közbenső hűtésben részt vevő közegek szükséges tömegáram aránya (f) a közbenső hőcserélő hőmérlege alapján számítható.

A közbenső hőcserélőben kicserélt hőáram:

$$\dot{Q}_m = \dot{m} \cdot f \cdot (i_3 - i_6) = \dot{m} \cdot (1 - f) \cdot (i_2 - i_3) \quad (3.1.43)$$

Amiből a közbenső hűtésben részt vevő közeg tömegáramának a teljes tömegáramhoz viszonyított aránya:

$$f = \frac{i_2 - i_3}{i_2 - i_6} \quad (3.1.44)$$

Illetve a hűtő közeg tömegáramának (ez áramlik az elpárologtatóban) a teljes tömegáramhoz viszonyított aránya:

$$1 - f = \frac{i_3 - i_6}{i_2 - i_6} \quad (3.1.45)$$

Amennyiben a hűtőgépben \dot{m} tömegáramú hűtőközeg kering, az elpárologtatóban felvett fajlagos hőmennyiség:

$$q_0^* = (1 - f) \cdot (i_1 - i_7) = (i_1 - i_5) \cdot \frac{(i_3 - i_5)}{(i_2 - i_5)} \quad (3.1.46)$$

ami kisebb, mint a log p-i diagramból leolvasható $q_0 = i_1 - i_7$ értéke!

A kompresszorok fajlagos munkáinak meghatározásakor is figyelembe kell venni a tömegáramok megoszlását:

$$w_{kI} = (1-f) \cdot (i_2 - i_1) \quad (3.1.47)$$

mivel a második fokozaton a teljes tömegáram keresztülamlik:

$$w_{kII} = (i_4 - i_3) \quad (3.1.48)$$

Az összes kompressziós fajlagos munka tehát:

$$w_k = w_{kI} + w_{kII} = (1-f) \cdot (i_2 - i_1) + (i_3 - i_4) \quad (3.1.49)$$

A hűtendő térből elvonandó hőáramból (\dot{Q}_0) meghatározható a szükséges hűtőközeg tömegáram:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_0}{q_0^*} = \frac{\dot{Q}_0}{(1-f) \cdot (i_1 - i_7)} \quad (3.1.50)$$

Ez után az egyes kompresszor fokozatok teljesítmény szükséglete:

$$P_I = \dot{m} \cdot w_{kI} = \dot{m} \cdot (1-f) \cdot (i_2 - i_1) \quad (3.1.51)$$

$$P_{II} = \dot{m} \cdot w_{kII} = \dot{m} \cdot (i_4 - i_3)$$

A kondenzátorban leadott hőáram:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot q = \dot{m} \cdot (i_4 - i_5) \quad (3.1.52)$$

A fokozatok közötti hőcserélő méretezéséhez a korábban meghatározott, a fokozatok közötti visszahűtéskor kicserélt hőáramot használhatjuk.

A hűtőgép hűtési teljesítménytényezője pedig:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_0}{P_I + P_{II}} = \frac{q_0^*}{\Sigma w_k} = \frac{q_0^*}{w_{k1} + w_{k2}} = \frac{(1-f) \cdot (i_1 - i_7)}{(1-f) \cdot (i_2 - i_1) + (i_4 - i_3)} \quad (3.1.53)$$

Mint láthattuk, a kompresszió megosztása lehetővé teszi a hűtendő tér és a környezet közötti hőmérsékletkülönbség kibővítését, azonban az ezzel járó nyomásviszony növekedésből fakadó nagyobb fojtási veszteségeket nem kezeli. Így a nyomásviszony növelésekor még megosztott kompresz-

szió esetén is csökken a körfolyamattal elvonható fajlagos hőmennyiség és a hűtési teljesítménytényező (q_0 és ε).

E probléma megoldására alkalmasak a kétfokozatú hűtő körfolyamatok, melyeket e jegyzet keretén belül a korlátozott terjedelem miatt nem ismer-tetünk. A kedves olvasó ezekről, illetve a hűtőgépek szerkezeti elemeiről bővebben a felhasznált irodalomban, valamint a BME Repülőgépek és Hajók Tanszék honlapjáról (<http://rht.bme.hu>) letölthető, a Járművek Hő-és Áramlástechnikai Berendezései II. című tantárgyhoz tartozó segédle-tekben olvashat.

3.2. Hőcserélők

A műszaki gyakorlatban hőcserélőnek nevezzük azokat a berendezéseket, melyek elsődleges célja két esetleg több cseppfolyós vagy gáz halmazállapotú hőhordozó közeg között a lehető legjobb hatásfokú, természetes hőátviteli művelet biztosítása. A hőcserélők áramlástechnikai gépek, hiszen a gépen belül legalább az egyik közeg kényszerített áramlást végez. Fontos jellemzőjük, hogy a hőátvitel nem igényli külső energia befektetését, mert a közegek között kicserélt hőmennyiség a nagyobb hőmérsékletűből (hőleadó) a kisebb hőmérsékletű (hőfelvevő) közegbe áramlik, azaz természetes hőáramlás valósul meg.

3.2.1. A hőcserélők osztályozása

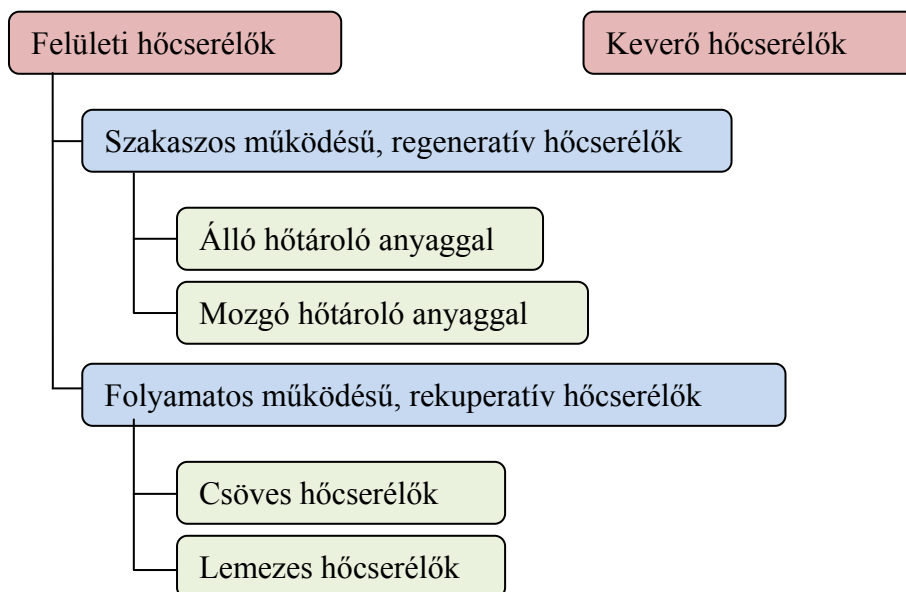
A legtöbb hőcserélőben két hőhordozó közeg között kell megvalósítani a hőátvitelt, így a közegek halmazállapota alapján a következő csoportosítást tehetjük meg:

- A hőátvitel során egyik közegben sem történik fázisváltás
 - gáz-gáz hőcserélők
(pl.: a kazánok levegő – előmelegítő hőcserélői)
 - folyadék-gáz hőcserélők
(pl.: a hajók füstgáz vezetékébe épített utilizációs kazánok, vagy a gépjárműmotorok hűtőfolyadék hűtői.)
 - folyadék-folyadék hőcserélők
(pl.: a hajómotorok hűtőfolyadék hűtői vagy a kenőolaj hűtők.)
- A hőátvitel során az egyik közegben fázisváltás történik
 - elpárolgatók, evaporátorok: a hőcserélőben a hőfelvevő közeg cseppfolyós halmazállapotból gáz halmazállapotúba megy át (elpárolog).
 - kondenzátorok: a hőcserélőben a hőleadó közeg gáz halmazállapotából cseppfolyós halmazállapotba megy át (kondenzálódik).

Mindkét hőcserélő típusnál példaként említhetjük a hűtőgépeket illetve a légkondicionáló berendezéseket, melyeknél az elpárolgatókban és a kondenzátorokban történő fázisváltás a hűtési körfolyamat fontos része.

- A hőátvitel során mindkét közegben történik fázisváltás
 - elpárolgató – kondenzátor egységek
(pl.: kaszkád kapcsolású, kétfokozatú hűtőgépek fokozatok közötti hőcserélője)

A hőcserélőket működési elv és szerkezeti kialakítás szerint is csoportosíthatjuk.



A **keverő hőcserélőkben** a hőhordozó közegek közvetlenül érintkeznek egymással és sok esetben a hőleadó és hőfelvevő rendszerek között tömegcsere is megvalósul (pl. a megosztott kompressziójú hűtőgépek kompresszorfokozatok közötti hűtőközeg keverő hőcserélővel történő visszahűtésénél). Jóllehet a legjobb hatásfokú hőátvitel a keverő hőcserélőkkel érhető el, a közegek közvetlen érintkezése alkalmazási korlátokat is rejt magában. Nem alkalmazható egymással reakcióba lépő, oldódó vagy keveredő anyagoknál, amennyiben ezek a folyamatok nem kívánatosak.

Keverő hőcserélőket a közlekedési eszközökben ritkán alkalmaznak. Kivételt jelentenek közvetlenül külső vízzel hűtött motorok a hajókban. Itt a füstgázokat már a gyűjtőcsőben igyekszünk a hajóból kiáramló hűtővízzel keverni. Ennek célja, hogy a motor zajszintjét csökkentsék, miközben a füstgáz rendszer szükséges fojtását biztosítsák. További előnye még, hogy a füstgáz vezetékek géptérbe leadott hője jelentősen csökken, így a géptéri szellőzéshez kisebb teljesítményű, vagy egyáltalán nem szükséges ventilátort alkalmazni.

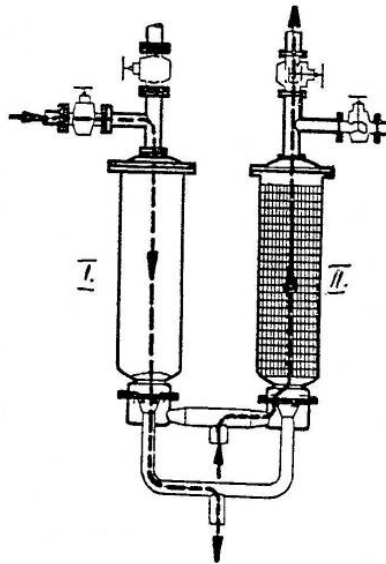
Felületi hőcserélők esetében a hőátvitel általában szilárd halmazállapotú, közvetítő anyag segítségével történik úgy, hogy a két hőhordozó közeg érintkezése, de legalábbis jelentős keveredése nem lehetséges.

3.2.1.1 Regenerátorok

Regenerátoroknak nevezzük azon szakaszos működésű felületi hőcserélőket, melyeknél a nagy hőkapacitású és nagy felületű hőtároló anyag felváltva tartózkodik a hőleadó és a hőfelvevő közegekben. A gép működése során hőátadási és hőtárolási folyamat játszódik le. A többnyire szilárd hőtároló anyag a hőleadó közeg áthaladásakor felmelegszik, hőt von el a közegtől miközben a hőleadó közeg lehül. Amint a hőtároló anyagon a hideg hőfelvevő közeg áramlik át, a tárolt hőmennyiséget átadva felmelegíti azt. Szerkezeti kialakítás tekintetében megkülönböztetünk mozgó és álló hőtároló anyaggal működő regeneratív hőcserélőket.

A regeneratív hőcserélőkre jellemző, hogy elsősorban gáz halmazállapotú közegeknél alkalmazzák, melyek kismértékű keveredése nem okoz problémát.

Álló hőtároló anyag esetében legalább két regenerátor szükséges, melyek közül az egyikben a hőfelvevő a másikban a hőleadó közeg áramlik. A hőtároló anyagok szükséges mértékű hőfelvétele (feltöltődése) illetve hőleadása (lemerülése) után a közegáramok átkapcsolásával a regenerátorok szerepe felcserélődik.



forrás: [3.4]

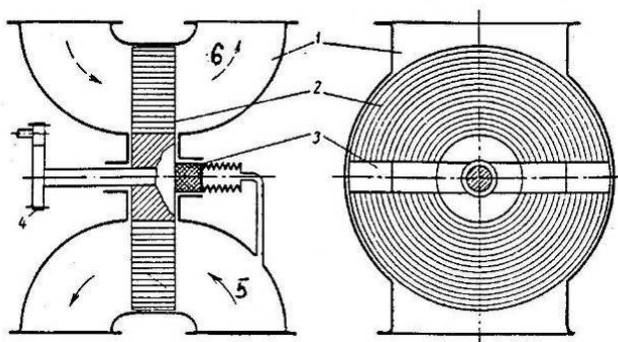
3.2.1. ábra: Álló hőtároló anyagú regeneratív hőcserélő beépítése

Az 3.2.1 ábrán bemutatott regenerátor – pár hengeres köpenyrészt porózus, csatornákkal átjárható vagy rácsos kialakítású hőtároló anyaggal töltik meg. A csapok állásának megfelelően hőleadó vagy hőfelvevő közeg

áramlik át a hőtároló anyagon, amely így felmelegszik vagy lehül és közben a hőleadó közeg hűl, a hőfelvevő pedig melegszik. A szelepek szabályos időközönként történő átkapcsolásával a hőtároló anyagok szerepe és a közegek áramlási iránya felcserélődik, így időben eltolt, bizonyos mértékben ellenáramú hőcsere valósul meg.

A regenerátorok ezt a típusát igen kis hőmérséklet tartományban használják, elsősorban ipari alkalmazásokban – a járműiparban ritka. Előnye, hogy a hőcserélő működése nem igényel folyamatos energiaellátást, csak a szelep – átkapcsoló mechanizmusokat kell időnként működtetni. A regenerátorok között ennél a típusnál a legkisebb mértékű a közegek keveredése, hiszen a szelepek megfelelő működésekor a két közeg nem lehet egyszerre a hőcserélőben, így legfeljebb a csőfalon és a hőtároló anyag felületén lerakódott részek találkozhatnak.

Mozgó hőtároló anyag alkalmazásakor a regenerátorban folyamatosan áramlik a hőfelvevő és a hőleadó közeg. A hőtároló anyagot egy mechanizmus mozgatja először az egyik, majd a másik áramlásban. A hőleadó közegen történő áthaladáskor a hőtároló anyag hőt von el a közegtől, majd azt a hőfelvevő közegnek átadja, mikor azon halad keresztül.



forrás: [3.4]

3.2.2. ábra: Forgó regeneratív hőcserélő vázlata

A forgó regeneratív hőcserélőket elterjedten használják épületek szellőzőrendszereinél, ahol az épület belső tereiből (pl. konyha, fürdőszoba) elszívott levegő hőjét kívánják átadni a befűvott (pl. irodákba, szobákba, közösségi terekbe) külső levegőnek, ezzel csökkentve az épület fűtési energiaigényét. Gyártói adatok szerint a hideg és meleg levegő közötti hőmennyiség – különbség 90%-a is átadható regeneratív hőcserélő alkalmazásával. Relatív kis méretük miatt a forgó regenerátorok egyre elterjedtebbek a járműtechnikában, például a gázturbináknál az égéster előtti le-

vegő hőmérsékletet a füstgáz hőjével növelni lehet.

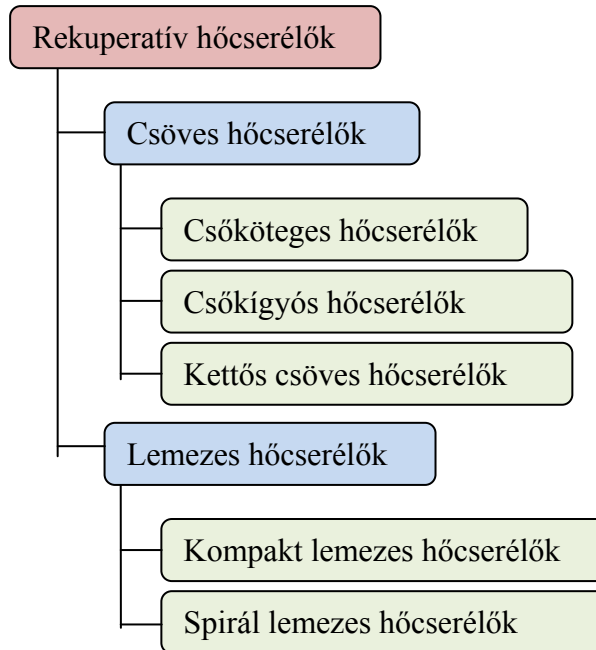
Egy jármű – gázturbina forgó hőcserélőjének vázlatán (3.2.2. ábra) látható, hogy a hőtároló anyag forgó mozgást végez, így egyes részei a kisebb nyomású, nagy hőmérsékletű közegben (6) vannak, míg más részei a nagy nyomású, kisebb hőmérsékletű közeggel (5) érintkeznek. A hőtároló anyagot fogaskerék-áttétellel hajtja, anyagára pedig jellemző a méhsejt szerkezet, melynek csatornái 1mm-nél is kisebb hidraulikai átmérőjűek. Jármű – gázturbináknál meghatározó elem a két közeg között lévő tömítés (3), mivel ez választja el a nagy és kisnyomású tereket. A tömítés általában műszénből készül, amit a gáznyomás vagy rugó szorít a forgó hőtároló anyagra. A nagy nyomású gáz átszivárgásának elkerülése miatt kiemelt fontosságú a tömítés jó működése. Jó tömítés esetén gázturbinában a kompresszió utáni nyomásvesztés kicsi (legfeljebb 3-5%), így a gázturbina körfolyamat hatásfoka a hőcserélő beépítésével valóban növekedni fog. A tömítés kialakítására jellemző még, hogy a hideg és a meleg közeg tömegáram-különbsége miatt a forgó betét felületét nem 50-50%-ban, hanem 1/3 – 2/3 arányban osztja meg a kisnyomású, meleg gázáram javára.

3.2.1.2 *Rekuperátorok*

Rekuperátoroknak nevezzük azokat a folyamatos üzemű felületi hőcserélőket, melyekben a hőátadás során a hőhordozó közegek egyidejűleg, folyamatosan áramlanak, és szilárd fal választja el őket egymástól. A közegek mindig a fal ugyan azon oldalán áramlanak, így a hőcsere ezen a falon keresztül jön létre, melyet hőátadó felületnek nevezünk.

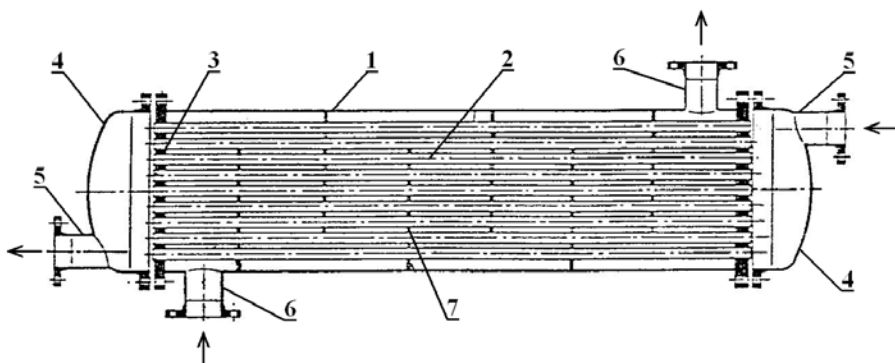
Rekuperátorokban a hőátviteli folyamat során a szükséges hőmennyiséget a hőleadó közeg hőátadással viszi át a közvetítő falba, melyben az hővezetéssel jut el a fal másik közeggel határos felületére, ahol a hőfelvevő közegbe ismét hőátadással valósul meg a hőátvitel. Ezért – ellentétben a regenerátorokkal – a folyamatos működésű felületi hőcserélőknél a hőközvetítő anyag választásakor a kis hőkapacitású (kis hőellenállás), nagy szilárdságú (vékony falvastagság) anyagokat használunk, hogy a fal lehető legkisebb hőellenállását biztosítsuk. A lehető legjobb hőátadás létrehozása érdekében a hőhordozó közegek áramlása rendszerint kényszerített és törekszünk a turbulens határréteg kialakulására.

Az ipari gyakorlatban, valamint az úszó- és járműveknél is a folyamatos működésű, felületi hőcserélők használata a legelterjedtebb. Csoportosításukat a szerkezeti kialakítás alapján lehet megtenni.



A **csövekből összeépített** hőcserélők egyszerűségük, sokoldalú alkalmazhatóságuk, és viszonylagos olcsóságuk miatt igen elterjedtek az ipari alkalmazásokban. Egyaránt használhatóak folyékony és gáz halmazállapotú hőhordozó közegeknél.

A csöves hőcserélőknél a hőátadó falat olyan csövek adják, melyekben az egyik, a csőfalon kívül pedig a másik hőhordozó közeg áramlik.

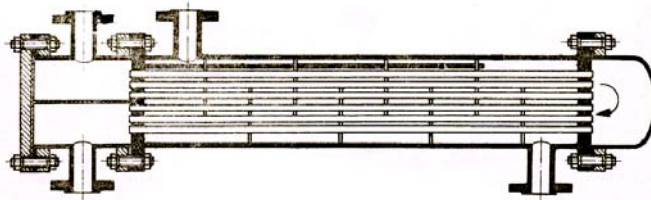


forrás: [3.4]

3.2.3. ábra: Merev csőköteges hőcserélő

Az egyik legegyszerűbb típus a *csőköteges hőcserélő*, melynek felépítését

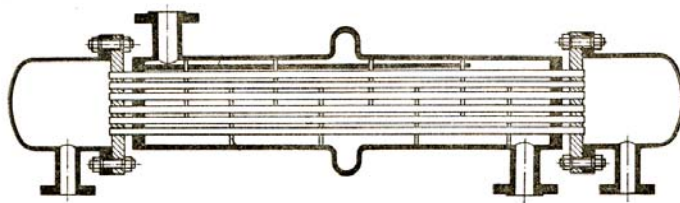
az 3.2.3. ábrán bemutatott merev csőköteges a hőcserélővel mutatjuk be. A berendezés külső teste a hőcserélőköpeny (1), melynek mindkét végén egy-egy csőköteg-fal (3) zár le. A csőköteg-falba tömören illeszkednek a csőköteget (2) alkotó hőcserélőcsövek. A köpeny két végét fedelek (4) zárják le, melyekbe a csőkötegekben áramló közeget a fedélcsonkokon (5) át vezetjük be. A másik hőhordozó közeg a csőkötegen kívül, a köpenytérben áramlik, ahova a köpenycsonkokon (6) keresztül jut. A hőcserélőben törekszünk a két közeg fokozott, azonban összhangban lévő áramlási sebességére. Ugyanis a nagyobb áramlási sebességhez nagyobb hőátadási tényező tartozik, azonban a hőcserélő hőátbocsátási tényezőjét mindig a kisebb hőátadási tényező fogja meghatározni. Ezért gyakran előfordul, hogy a csőkötegekben vagy a köpenytérben gyorsítani kívánjuk az áramlást. A köpenytérben elhelyezett terelőlemezek (7) mind az áramlási sebességet, mind az örvényességet fokozzák, ezáltal jelentősen növelik a hőátadási tényezőt. A csőkötegnél az áramlási sebességet a csőátmérők csökkentésével fokozhatjuk egy legkisebb csőátmérőig, ami az áramló közegtől és a hidraulikai ellenállástól függ. Amennyiben az így elért sebesség sem elegendő, többjártatú hőcserélőt kell alkalmazni (3.2.4. ábra).



forrás: [3.5]

3.2.4. ábra: A csőtérben kétjártatú, merev csőköteges hőcserélő terelőlemezekkel

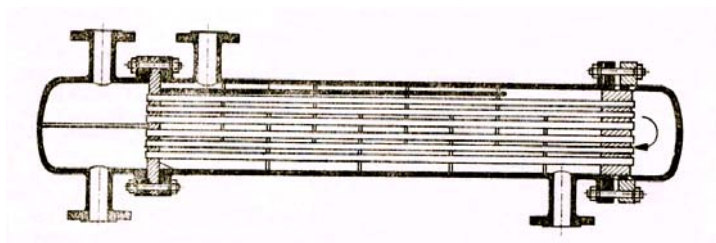
Amennyiben a két hőhordozó közeg hőmérséklet – különbsége nagy, a köpeny és a csőköteg között hőfeszültség keletkezik, melynek hatására a csövek a csőköteg-falból kilazulnak. Merev csőköteges hőcserélőknél a köpenybe épített lencse alakú kompenzátorral igyekeznek a hőfeszültséget kiegyenlíteni. A csőkilazulás azonban a rezgésektől és a korróziótól is bekövetkezhet, ezért gyakran kettős csőköteg-falat alkalmaznak (3.2.5. ábra). A kettős csőköteg-falas kivitel gyakran alkalmazták olyan hőhordozó közegeknél, ahol a keveredés súlyos üzemzavarokat okozhat, hiszen a hőcserélő csövek kilazulása azonnal észlelhető üzem közben. (Persze a csövek kilyukadása ellen ez a konstrukció sem véd.)



forrás: [3.5]

3.2.5. ábra: Merev csőköteges hőcserélő kettős csőkötegfalal, kompenzátorral és terelőkkel.

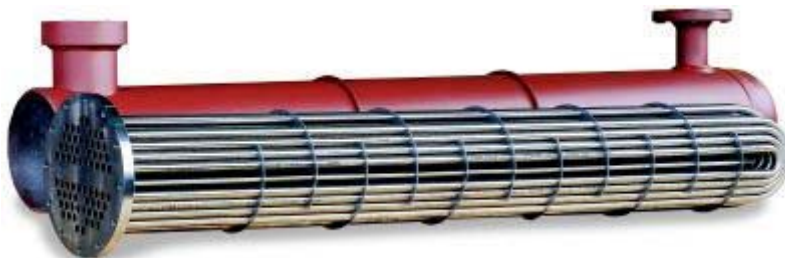
A hőfeszültség elkerülésének másik módja, ha az egyik csőkötegfal nincs szilárdan a köpenyhez rögzítve, így a csőköteg a hőtágulásnak megfelelően szabadon mozoghat. Az ilyen kialakítású csőköteges hőcserélők az ún. úszófejes hőcserélők. (3.2.6. ábra)



forrás: [3.4]

3.2.6. ábra: Zárt rendszerű úszófejes hőcserélő.

Az úszófej tömítési nehézségei miatt főleg nagy nyomású hőhordozó közegeknel alkalmazzák az U – csöves hőcserélőket (3.2.7. ábra). E típusnál nincs szükség úszófejre vagy lencses kompenzátorra, hiszen az U alakban hajlított csövek hőtágulás esetén a köpenytérben szabadon elmozdulhatnak. Az U – csöves hőcserélők mindig kétjáratúak.



3.2.7. ábra: U – csöves hőcserélő

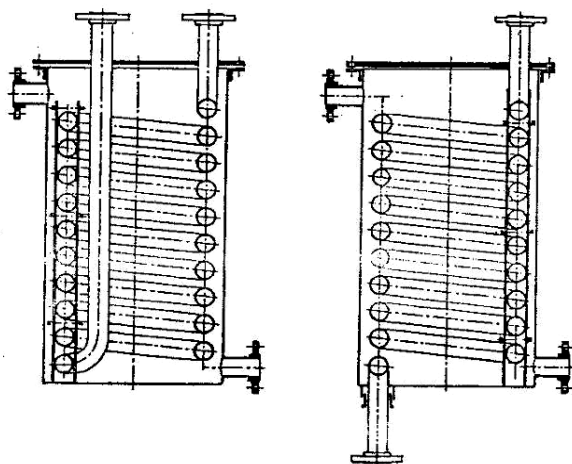
Csőköteges hőcserélő alkalmazása esetén a szerkezeti kialakítás kiválasztásánál tekintettel kell lenni a várható karbantartási feladatokra is. E tekintetben a legkedvezőbb az úszófejes kialakítás. A csőkötegek eltávolítása után a csőköpenyt és a hőcserélő csöveket is közvetlenül lehet tisztítani. A tisztítást általában nagy nyomású vízzel vagy vízgőzzel történik. Nehezen eltávolítható szennyeződéseknel (pl. vízkő, só lerakódása hajók tengervizes hőcserélői) mechanikus tisztítás is alkalmazható, a hőcserélő csövekből a szennyeződést pl. kifűrik. A szerkezeti kialakítás miatt azonban a merev csőköteges kivitelekben a köpenytér valamint az U – csöves kiviteleknel az erősen szennyezett csőköteg belső felülete gyakorlatilag csak kémiai oldószerrel tisztítható.

A megfelelő csőköteges hőcserélő kiválasztás és üzemeltetés érdekében fontos tisztában lenni azzal, hogy a különböző tömegáramú és hőmérsékletű hőhordozó közegek közül melyiket vezessük a köpenytérbe és melyiket a csőkötegbe. Felületes ökölszabály, hogy a nagyobb tömegáramú közeget a köpenytérbe, a kisebbet pedig a csőkötegbe vezetjük. Ennek alapja, hogy a köpenytér mindig nagyobb mint a csőtér (1,5~2,5 szerese), így a közel azonos hőátadási tényezők érdekében nagyjából azonos közegsebességet kívánunk elérni (persze a sebesség függ a közeg anyagától és hőmérsékletétől is!). Ezt az ökölszabályt azonban felülírhatják az egyéb műszaki megfontolások, például [3.5] szerint:

- Amennyiben az egyik közeg vegyes fázisú, azt vezessük a csőkötegben, mert a köpenytérben légsákók alakulhatnak ki, amik a hőcserélő teljesítményét töredékére csökkentik.
- Azonos fázisú közegeknél azt kell a csövekbe vezetni, amely várhatóan nagyobb lerakódásokat okoz, mert a csőteret könnyebb tisztítani.
- Kondenzáció esetén a kondenzálódó gőzt a köpenytérbe vezessük, azonban forralni a csőtérben ajánlott (kivéve a kazán típusú forralókat).
- Amennyiben az egyik közeg korrozív, azt vezessük a csőtérbe, mert ekkor csak a csőköteget kell korrózióálló anyagból gyártani.
- Hogyha az egyik közeg nagynyomású, azt a csőkötegbe érdemes vezetni, mert ekkor elkerülhetjük a nagynyomású köpeny többelköltségét.

A hőcserélő konstrukciójának kiválasztásakor azonban mindig az üzembiztonsági szempontokat kell előnyben részesíteni. Nem az olcsóbb, hanem az üzembiztosabb a gazdaságosabb!

A csövekből épített felületi hőcserélők másik alaptípusa a *csőkígyós hőcserélő*, melyekben a hőcserélő felületet a többszörösen (akár spirál alakban) hajlított csőkígyó adja. A közlekedésben ezeket a hőcserélőket elsősorban a hajómotorok hűtőfolyadék hűtésére, nedves karteres motorok kenőolaj hűtésére (esetleg fűtésére), illetve a járművek és úszóművek utastér légkezelő rendszereiben fűtésre vagy hűtésre használjuk.



forrás: [3.4]

3.2.8. ábra: Csőkígyós hőcserélő vázlata

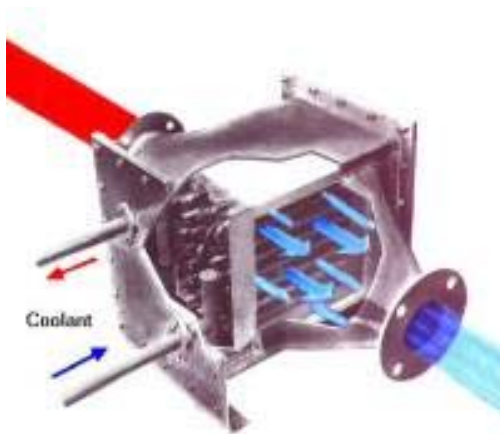
Az 3.2.8. ábrán bemutatott, általában hűtőként alkalmazott csőkígyós hőcserélők csővezetékében a hűtendő, a köpeny részben a hűtő folyadék áramlik. Hátránya ennek a megoldásnak, hogy a köpenyben áramló folyadék kis sebessége miatt alacsony a hőátadási tényező, ezáltal a hőcserélő hőteljesítménye is. A hőcserélő hőátbocsátási képességét a környezeti oldalon kialakuló hőátadási tényező határozza meg.

A hajóknál alkalmazott „testhűtők” (3.2.9. ábra) jellemzője, hogy a csőben áramló közeg (hűtőfolyadék) a hajó mellett áramló víznek adja le a hőmennyiséget. Itt a hőátadás feltételei nem állandóak (pl.: nem számíthatunk stationer közegsebességre, a víz hőmérséklet változik, stb.), ezért méretezéskor a várható legrosszabb hőátadási tényezővel kell számolni és különös gondot kell fordítani a hőcserélő szabályozására. A „testhűtők” esetében a gyártók a hőcserélővel leadható hőmennyiség mellett a hozzá tartozó legkisebb megkívánt haladási sebességet is megadják. Ebből következik, hogy a kis sebességű munkahajóknál (pl. rendezőhajók) a csőkígyós hőcserélők nem, vagy jelentős túlméretezéssel alkalmazhatóak.



3.2.9. ábra: Hajótestbe épített csőkígyós hőcserélő („testhűtő”)

A testhűtőként alkalmazott csőkígyós hőcserélők a védőrácsok és a hajótest védett részén történő elhelyezés ellenére ki vannak téve a környezeti hatásoknak, mint például a vízben lévő kisebb uszadékok, szennyeződések. Mivel kézi tisztításuk körülményes lenne, gondoskodni kell a hőcserélő mellé beépített mosó csővezetékéről is. Az eltömődés veszélye, illetve hosszú állás alatt kialakuló algásodás, lerakódások miatt a testhűtők működési állapotát folyamatosan ellenőrizni kell, hogy szükség esetén a motor teljesítményének csökkentésével a folyamatos gépüzem fenntartható legyen.



3.2.10. ábra: Léghűtés csőkígyós hőcserélővel

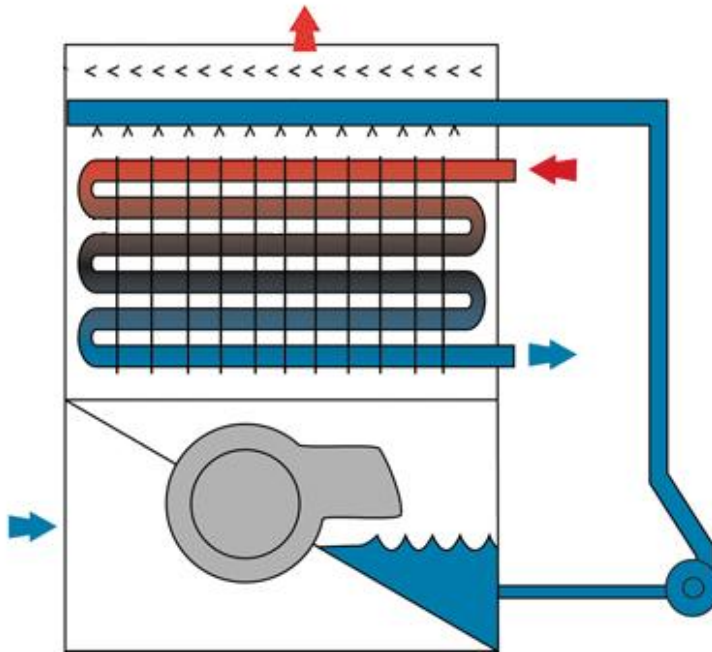
A közlekedési eszközökben a csőkiyós hőcserélőket a légkezelő rendszerek fűtő vagy hűtő, illetve a jármű – légkondicionálók evaporátor vagy kondenzátor berendezéseként is alkalmazzák. A korábban említett hátrány, miszerint a cső külső oldalán a közeg hőátadási tényezője kisebb mint a belső oldalon, továbbra is problémát okoz. Azonban most nem a kis közegsebesség miatt, hanem a légnemű közegek kisebb hőátadási tényezője miatt. Mivel a hőcserélőben a levegő kényszerítetten áramlik, a hőátadási tényezőt az áramlási sebesség növelésével lehet javítani. A nagy légsebességek azonban a szellőztetett térben nem kívánatosak, ekkor a hőcserélő hőteljesítményét a csövek bordázásával lehet növelni.



3.2.11. ábra: Kondenzátor hőcserélő autó légkondicionálóhoz

A légkezelő rendszerekben a csőkiyós hőcserélők tisztíthatóságáról is gondoskodni kell, jóllehet a levegőt a hőcserélő előtt szűrni szokták.

A csőkiyós hőcserélők tárgyalásakor meg kell említeni a *permetező hűtőt* is, jóllehet ezek a közlekedési eszközöknél nem fordulnak elő, mivel működésük a mozgó járműveken és úszóműveken nem lenne biztosítva.



3.2.12. ábra: Permetező hűtő vázlat

A permetező hűtőkben futó csőkiyót a hűtőfolyadék (rendszerint cirkulációs víz) közvetlen permettel nedvesítve hűti a csöveket, azaz hőleadó közeget. A permetező hűtők nagy előnye az egyszerű szerkezet, könnyű tisztíthatóság és az egyszerű kapacitásbővítés (a újabb csősorok beszerelése a csőkiyóba). További előnyt jelent, hogy a hűtővíz cirkulálása miatt minimális mennyiségű hűtővizet igényel. Hátránya, hogy a csőköteges hőcserélőkhöz képest ugyanakkora hőátadó felület mellett lényegesen nagyobb méretűek.

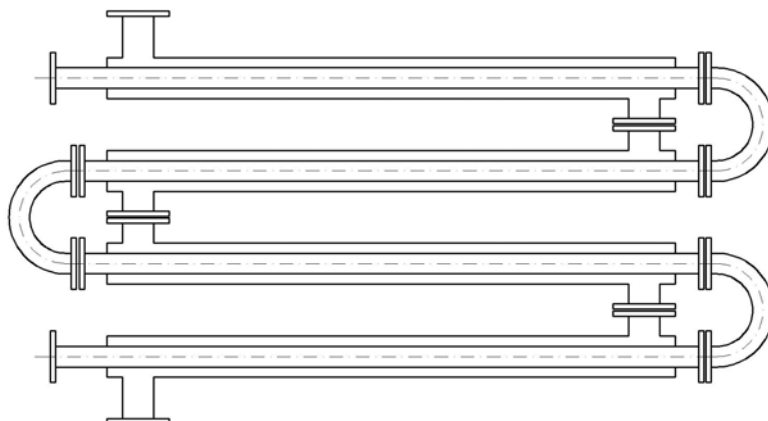
Elsősorban gázkompresszorok kompressziós fokozatai között és gőzök kondenzálására használják. Meg kell jegyeznünk, hogy az 3.2.12. ábrával ellentétben a hőleadó közeget a csőkiyóba az ellenáramnak megfelelően alul érdemes bevezetni.

Speciális típusuk az ún. Heller – Forgó féle hűtőtorny, amelyet a két kiváló magyar tudós, Heller László (1907 – 1980) és Forgó László (1907 - 1985) talált fel és valósított meg először 1958-ban. A hűtőtornyokat elsősorban vízszegény területeken, erőművek gőz – visszahűtő rendszereiben alkalmazzák.



3.2.13. ábra: Heller – Forgó féle hűtőtorny

A csövekből összeépített hőcserélők egyik legjobb hőteljesítményű konstrukciója a *kettős csöves* kialakítás. Egy – egy hőcserélő – elem egy belső csőből és az erre ráhegesztett külső csőből áll. Az elemek karimás csökötéssel csatlakoznak egymáshoz, a külső csövek közvetlenül, a belső csövek csökkönyökkel (3.2.14. ábra).



3.2.14: Kettős csöves hőcserélő vázlata

Nagy közeg sebesség érhető el mind a külső és a belső csövekben is, ezáltal a hőcserélő hőátbocsátási tényezője (azaz a hőteljesítménye) a csövekből épített hőcserélők között a legnagyobb. A hőteljesítményét növeli, hogy ebben a kialakításban lehet elérni a leg tisztább ellenáramú hőcserét. A kettős csöves hőcserélők különös előnye, hogy a felület bővítése az elemek egymással sorba kapcsolásával tetszés szerint bővíthető. Használatuk azonban csak nagy hőáramsűrűség esetén gazdaságos, mivel egy adott hőátadó felület a többi csöves hőcserélőhöz képest több mint kétszeres súlyú hőcserélővel valósítható meg.

Üzemeltetése az elemek gyors cserélhetősége miatt egyszerű, azonban a beépítésnél a karbantartáshoz elegendő teret kell biztosítani a berendezés körül. Az elemek belső csövét könnyen, azonban a külső csövet csak oldószeres mosással lehet tisztítani. Ezért a hőhordozó közegek áramlási útvonalaának kiválasztásakor a merev csőköteges hőcserélőknél említett szempontokat kell megfontolni.

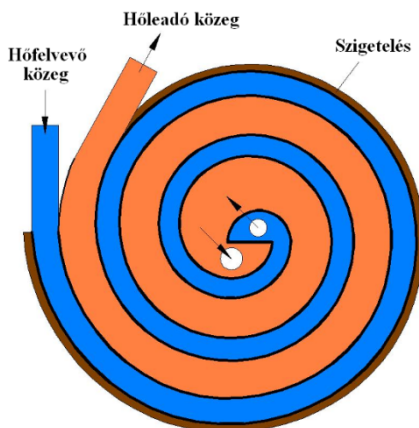
Az úszóművekben és járművekben ennek a típusnak az alkalmazása – elsősorban a kedvezőtlen tömeg-hőcserélő felület arány miatt – ritka. Azonban a hőcserélők termikus számításának alapjait ezen a típuson lehet a leg szemléletesebben bemutatni.

Lemezes hőcserélőnek nevezünk azokat a felületi hőcserélőket, ahol a hőcserélő felületet egymással párhuzamos lemezekből alakítjuk ki úgy, hogy a hőhordozó közegek négyzet keresztmetszetű csatornában áramoljanak. Alkalmazásukat elsősorban a kedvező hőcserélő-térfogat (tömeg) és hőcserélő felület arányuk indokolja.

A hosszú élettartamú, megbízható működésű, olcsón és könnyen gyártha-

tó lemezes hőcserélőkhöz kiváló minőségű lemez alapanyag valamint precíz lemezgyártás szükséges. Ezért a lemezgyártás- technológia fejlődése határozta meg széleskörű elterjedésüket (az első megbízhatóan működő síklemezes hőcserélő 1923-ban került a piacra). Ma már egyaránt kiválóan használhatóak folyékony és gáz halmazállapotú hőhordozó közegeknél.

Időben az első lemezes hőcserélők az ún. *spirállemezes hőcserélők* voltak. Fő szerkezeti eleme két, csigavonalban meghajlított fémlemez, mely két párhuzamos négyzet keresztmetszetű spirális csatornát képez. A csatornának egyik végpontja a spirális magban van, a másik a spirál külső szélén, tangenciálisan helyezkedik el. A spirál tetejét és alját fedél zárja le, amelynek rögzítése lehet hegesztett vagy karimás kötéses. A karimás rögzítés előnye a könnyű tisztíthatóság, a hegesztett kivitelé a tökéletes gáztömörség. A spirál lemezes hőcserélőknél az üzemi nyomás legfeljebb 10 bar, üzemi hőmérsékletük a szerkezeti anyagoktól függően $-50\sim 200\text{ }^{\circ}\text{C}$ lehet.



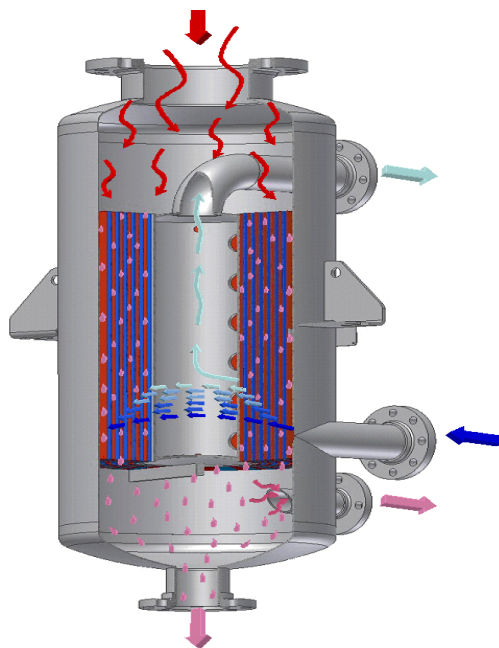
3.2.15. ábra: Spirállemezes hőcserélő metszete

A spirállemezes hőcserélőt főleg cseppfolyós halmazállapotú közegek közötti hőcserére alkalmazzuk (a hegesztett kivitel gázra is), szinte kivétel nélkül ellenáramú kapcsolatban. Azaz a hőleadó közeget a spirál magjában, a fedélcsomokon keresztül vezetjük a hőcserélőbe és a spirálköteg szélén, tangenciálisan vezetjük el, a hőfelvevő közeget pedig az ellenkező irányba.

Nem szükséges a két spirális csatornának azonos keresztmetszetűnek lennie, fontos azonban, hogy a két közeg sebességét és hidraulikus ellenállását közel azonos értéken tartsuk. A gyakorlatban legfeljebb 1:4 arányú

csatorna – keresztmetszetek fordulnak elő. Kutatások kimutatták, hogy a spirális térben áramló folyadékok hőátadási tényezője lényegesen jobb, mint a csőköteges hőcserélőkben ugyan olyan áramlási sebességek mellett. Ezt azzal magyarázzák, hogy a görbe alakú pálya fokozza az áramlás turbulenciáját: Egyrészt már $Re=6000$ felett kialakul a teljes keresztmetszetben a turbulens áramlás, valamint ugyan olyan áramlási sebességhez nagyobb turbulencia, így nagyobb hőátadási tényező tartozik [3.5].

Szintén a fokozott turbulenciával magyarázható, hogy a spirál lemezes hőcserélőkben lerakódás kevésbé alakul ki, mint az egyenes áramlású rendszerekben. Ugyanis a fokozottan gomolygó áramlás nem engedi a szennyeződések a hőcserélő-falra lerakódni. Amennyiben már lerakódott a szennyeződés, az áramlási sebesség lokálisan megnő, illetve az áramlás turbulenciája is fokozódik. Ezáltal a lerakódás vastagságnövekedésének ütemét jelentősen csökkenti.



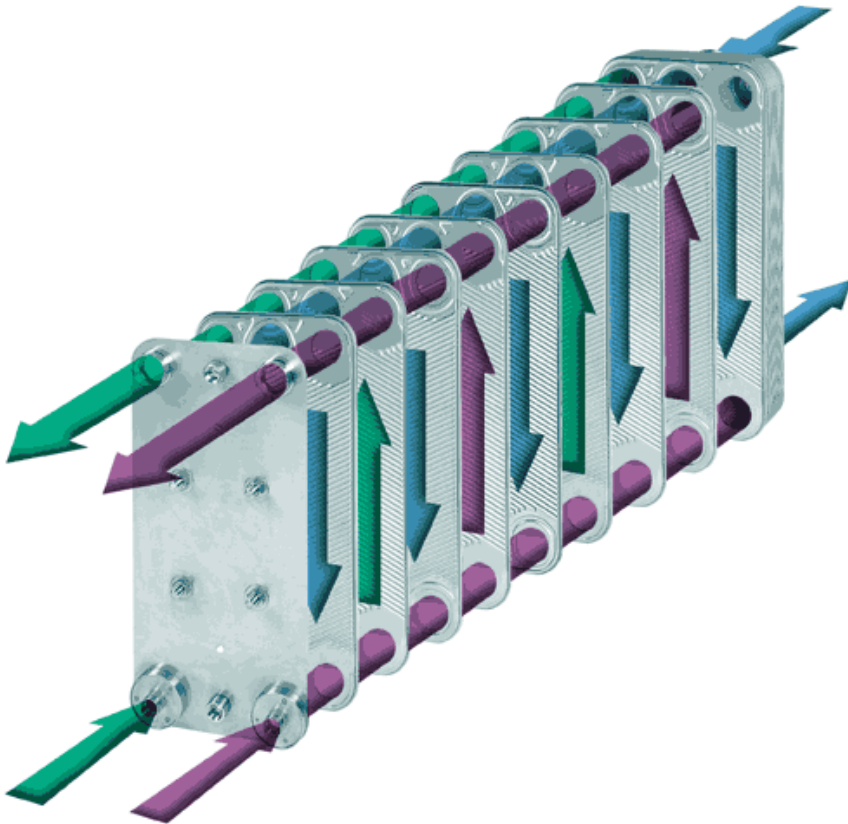
forrás: Alfa Laval katalógus

3.2.16. ábra: Spirál lemezes hőcserélő működése

Napjainkban a lemezes hőcserélő típusok közül az ún. *kompakt lemezes hőcserélő* a legelterjedtebb. Ennek oka, hogy az összes hőcserélő közül a legjobb hőcserélő térfogat – hőátadó felület arány ezzel a típussal érhető el. 1m^3 hőcserélőbe akár 100m^2 hőcserélő felület is beépíthető.

A hőcserélő felületet vékony, 1-3 mm vastag lemezek sora képezi, egymástól 3-6 mm távolságra. A hőhordozó közegek az egymást követő le-

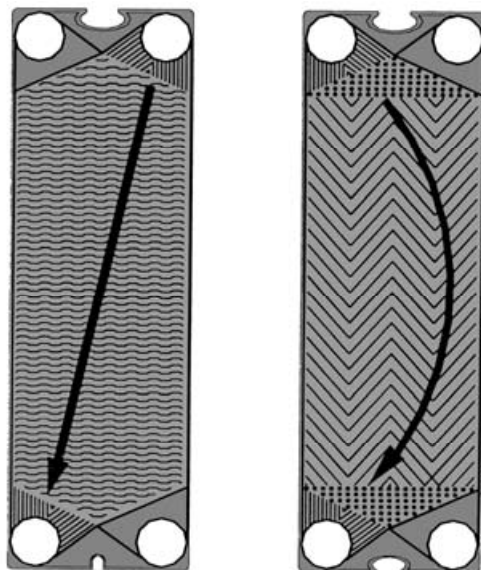
mezeken váltakozva ellentétes oldalra néző beömlőnyílásokon áramlik a lemezek között kialakuló kamrákban, párhuzamosan a lemezek síkjával (3.2.17.ábra).



3.2.17. ábra: A kompakt lemezes hőcserélő működése

Az egyes lemezekbe bordázatot sajtolnak, melynek többszörös szerepe is van. A bordázat első szerepe a lemeztábla merevítése, hiszen hőcserélő méretének, tömegének (ár) valamint a lemezek hővezetési ellenállásának csökkentése érdekében a lehető legkisebb falvastagságú lemezt alkalmazzuk. A bordázat második szerepe a turbulencia keltés. Kompakt lemezes hőcserélőknél, ha a látszólagos Re szám 400 felett van, az áramlás biztosan gomolygó, de a legtöbb hőcserélőnél már $Re=180$ esetén is kialakul a teljes turbulencia. Harmadik fontos szerepe a bordázatnak a lemezfelülettel párhuzamos áramlás irányítása. (3.2.18. ábra) Bordázás nélküli esetben a közeg a legrövidebb úton áramlik a be és kiömlő csatornák

között, így nem használja ki a teljes lemezfelületet, valamint a hőfeszültséget okozhat. Megfelelően kialakított bordázással a tábla teljes felülete egyenletesen kihasználható. A bordázat negyedik szerepe, a felületnövelő hatás pozitív, de nem elsődleges feladata.

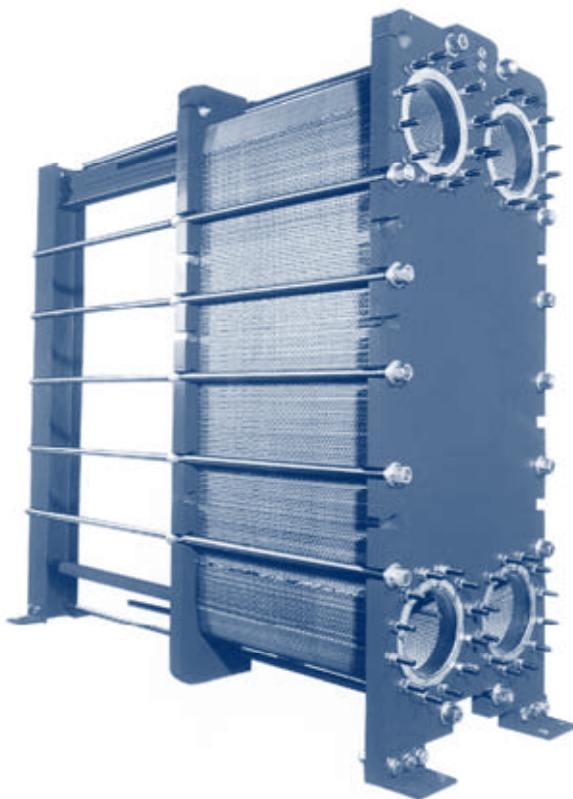


forrás: API katalógus

3.2.18. ábra: A bordázat áramlás irányító hatása

A közegek megfelelő lemezoldalon történő áramlását, valamint a szivárgást és keveredésüket a lemezekbe préselt tömítéssel vagy a lemezek vonalhegesztésével (esetleg keményforrasztással) akadályozzák meg. A tömítés és a hozzá tartozó szerkezeti kialakítás a hőcserélő alkalmazási területére jellemző.

A csavarokkal összeszorított lemezes hőcserélők a tömítőanyagtól függően legfeljebb 150 °C –ig, max. 20 bar üzemi nyomáson üzemeltethetőek. Előnyük viszont a könnyű és gyors szerelhetőség, ami például az élelmiszeripari alkalmazásokban a hőcserélő rendszeres tisztítását teszi egyszerűvé. Amennyiben a hőhordozó közegek keveredése komoly üzemzavart okozna (pl. atomerőművekben), a biztonsági lemezeket alkalmazzák. Ezekben a hőcserélő lemezek és a tömítések is duplázva vannak, így a lemez vagy tömítés meghibásodása észlelhető még a két közeg keveredése vagy a szivárgás előtt.



forrás: API katalógus

3.2.19. ábra: Csavarokkal összeszerelt lemezes hőcserélő

A csavarokkal összeszorított lemezes hőcserélő hőmérséklet és nyomástartomány kiterjesztését teszi lehetővé az ún. félig hegesztett hőcserélő lemezek alkalmazása. Ekkor két hőcserélő lemezt összehegesztenek úgy, hogy a táblák összefüzésekor csak az egyik közegnél kelljen tömítést alkalmazni. Így a hőcserélő egyszerű javíthatósága és az egyik oldali nagy nyomásállósága is biztosítható. Jellemzően egy nagy és egy kisnyomású hőhordozó közeg közötti hőátviteli feladatnál választják ezt a konstrukciót.

A leg tömörebb és a legnagyobb hőmérsékleten és nyomáson üzemelő kompakt lemezes hőcserélőt a lemeztáblák összehegesztésével vagy keményforrasztásával érhetjük el. Ezek a hőcserélők az úszófejes csököteges hőcserélők alternatívájaként akár 35 bar nyomáson, 250 °C hőmérsékleten is üzemelhetnek. Javításuk azonban nem lehetséges, és tisztítani is csak oldószerekkel tudjuk.



forrás: SEC katalógus

3.2.20. ábra: Keményforrasztott kompakt lemezes hőcserélő

A kompakt lemezes hőcserélők alkalmazásáról általánosságban még elmondható, hogy nagy mennyiségű gőz kondenzálására nem használják őket a csöves hőcserélőkhöz képest kis közegetérfogatuk miatt. Ezen kívül szennyeződések tartalmazó közeg (pl. hajóknál a folyó vagy tengervíz) esetén ügyelni kell arra, hogy a lebegő részecskék (diszperz fázis) mérete legalább 0,5mm-el kisebb legyen, mint a lemeztáblák közötti tényleges távolság (a barázdák figyelembevételével!).

3.2.2. A hőcserélők termikus számításának alapjai

Az előszóban már említettük, hogy a jegyzet terjedelmi és didaktikai okokból nem kívánja az egyes berendezések részletes tervezési eljárásait bemutatni. Azonban a hőcserélők mérnöki szintű alkalmazásához elengedhetetlen a termikus méretezés alapjainak ismerete, ezért a továbbiakban a folyamatos működésű, felületi hőcserélők (mint a leg elterjedtebb hőcserélő típus) termikus méretezésének alapjait tekintjük át.

Jelölések a hőcserélők számításánál

Jelölés	Mértékegység	Megnevezés
A	m^2	hőátadó felület
c_p	$\frac{J}{kg \cdot K}$	állandó nyomáson vett fajhő
d	m	cső átmérő
k	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	hőátbocsátási tényező
\dot{m}	$\frac{kg}{s}$	tömegáram
\dot{Q}	W	hőáram
R	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$	hőellenállás
r	$\frac{J}{kg}$	párolgáshő
T	K	hőmérséklet
w	$\frac{W}{K}$	hőkapacitás áram (vízérték)
α	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	hőátadási tényező
δ	m	falvastagság
ε	-	korrekciós tényező
Φ	-	a hőcserélő termikus hatásfoka
λ	$\frac{W}{m \cdot K}$	hővezetési tényező

Felső index	
'	a mennyiség hőcserélőbe belépő értéke
''	a mennyiség hőcserélőből kilépő értéke

Alsó index	
1	a hőleadó közegre jellemző mennyiség
2	a hőfelvevő közegre jellemző mennyiség

f	a mennyiség értéke a hőátadó falon
klog	logaritmikus középérték
egyen	a mennyiség értéke egyenáramú kapcsolásban
ellen	a mennyiség értéke ellenáramú kapcsolásban
x	a mennyiség értéke a hőcserélő „x” metszetében

Hőtanbólól ismert, hogy a hőátszármaztatás történhet hővezetéssel, hőátvitellel illetve hőszugárzással. A felületi hőcserélők esetében a hőszugárzással átszármaztatott leadott hőmennyiség nagyságrendekkel kisebb, mint a hőátadással és hővezetéssel átvitt hő. Azonban még így, a hőszugárzás elhanyagolásával is bonyolult differenciálegyenlet rendszeren keresztül kellene bemutatnunk a hőcserélők alapvető hőtani számításait, ezért a további egyszerűsítésekkel élünk:

- A hőcserélőt stacioner üzemben vizsgáljuk, tehát az anyagi és fizikai jellemzők időben nem változnak.
- A hőcserélőn belül, az egyes közegeknél mindenütt ugyan akkora áramlási sebességgel találkozunk.
- Az áramló közeg anyagjellemzői a hőcserélőn belül nem változnak.
- A hőcserélőben csak a falra merőleges hőátviteli folyamat zajlik, a fallal párhuzamosan nincs hővezetés.
- A hővezetés lineárisnak tekinthető a hőátadó felületben.

Az egyszerűsítések után a következő megállapításokat tehetjük:

- A hőcserélőbe be és kilépő közeg – hőmérsékletek az üzem során nem változnak.
- Az egyes közegek hőátadási tényezői (α) állandónak tekinthetők a hőcserélőben.
- Az áramló közegek sűrűsége (ρ) és viszkozitása (ν) állandó. Az állandó nyomáson vett fajhőnél (c_p) pedig a ki és belépő közeghőmérsékleteken vett értékek számtani közepével számolhatunk.

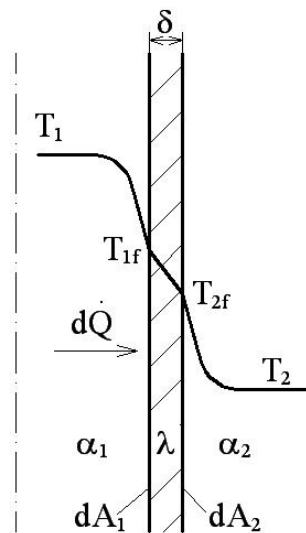
$$c_p = \frac{c_p' + c_p''}{2}$$

- A hőcserélő hőveszteség nélkül üzemel, azaz a hőfelvevő közegbe visszük át az össze hőleadó közeg által leadott hőt.

$$\dot{Q}'_1 + \dot{Q}'_2 = \dot{Q}''_1 + \dot{Q}''_2$$

3.2.2.1. Hőátvitel a hőcserélőben

Amint azt a felületi hőcserélők működésének meghatározásánál bemutattuk, a berendezésben a hőátvitelnél a melegebb közeg szabad vagy kényszerített konvekcióval (hőátadás) hőt ad le a hőátadó felületnek, aminek a másik oldalán áramló hideg közeg szintén konvekcióval hőt vesz fel.



3.2.21. ábra: Hőátvitel egy elemi hőátadó felületnél

A korábbi megállapításaink figyelembe vételével egy elemi hőátadó felületen átvitt elemi hőáram (3.2.21. ábra), a hőátadás és hővezetés differenciál egyenletei a következő képen írhatók fel.

A konvektív hőátadás:

$$dQ = \alpha_1 \cdot (T_1 - T_{1f}) \cdot dA_1 \quad (3.2.1)$$

valamint

$$dQ = \alpha_2 \cdot (T_{2f} - T_2) \cdot dA_2 \quad (3.2.2)$$

A hővezetés sík falnál:

$$d\dot{Q} = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (T_{1f} - T_{2f}) \cdot \overline{dA} \quad (3.2.3)$$

ahol $\overline{dA} = \frac{dA_1 + dA_2}{2}$; a külső és belső elemi hőátadó felület középértéke

A hővezetés hengeres falnál:

$$d\dot{Q} = \frac{\lambda \cdot 2 \cdot \pi}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \cdot (T_{1f} - T_{2f}) \cdot dx \quad (3.2.4)$$

Az alapvető számításokban a sík fal hővezetésével számolunk, így az egyenletekből kifejezve a két közeg hőmérsékletkülönbségét:

$$\left. \begin{aligned} T_1 - T_{1f} &= \frac{d\dot{Q}}{\alpha_1 \cdot dA_1} \\ T_{1f} - T_{2f} &= \frac{d\dot{Q}}{\frac{\lambda}{\delta} \cdot \overline{dA}} \\ T_{2f} - T_2 &= \frac{d\dot{Q}}{\alpha_2 \cdot dA_2} \end{aligned} \right\} \rightarrow T_1 - T_2 = \frac{d\dot{Q}}{\alpha_1 \cdot dA_1} + \frac{d\dot{Q}}{\frac{\lambda}{\delta} \cdot \overline{dA}} + \frac{d\dot{Q}}{\alpha_2 \cdot dA_2} \quad (3.2.5)$$

Az elemi hőátadó felületen átbocsátott hőmennyiség ebből:

$$d\dot{Q} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot dA_1} + \frac{\delta}{\lambda \cdot \overline{dA}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot dA_2}} \cdot (T_1 - T_2) \quad (3.2.6)$$

Jelöljük ki hőcserélő vonatkoztatási felületének a hőátadó fal belső oldalát (A_1), ezáltal az (3.2.6) egyenlet:

$$d\dot{Q} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{dA_1}{\overline{dA}} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{dA_1}{dA_2}} \cdot (T_1 - T_2) \cdot dA_1 \quad (3.2.7)$$

Mivel feltételezhetjük, hogy az elemi felületarányok megegyeznek a teljes felület arányokkal, az elemi hőáram felírható az alábbi alakban:

$$d\dot{Q} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{A_1}{A} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{A_1}{A_2}} \cdot (T_1 - T_2) \cdot dA_1 \quad (3.2.8)$$

Figyelembe véve, hogy a hőátadási és a hővezetési tényezőt valamint a hőátadó fal vastagságát állandónak tekinthetjük, definiálhatunk egy, a hőcserélő geometriai és anyagjellemzőitől függő, az A_1 felületre vonatkoztatott állandót, amit hőátbocsátási tényezőnek (k) nevezünk.

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{A_1}{A} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{A_1}{A_2} = R_1 + R_{fal} + R_2 \quad (3.2.9)$$

A hőátbocsátási tényező hőellenállásokból tevődik össze: a két közeg hőátadási ellenállásából illetve a fal rétegeinek hővezetési ellenállásából. A hőcserélő teljes hőáramát az (3.2.8) egyenlet hőátadó falon vett felületi integrálásával kapjuk meg.

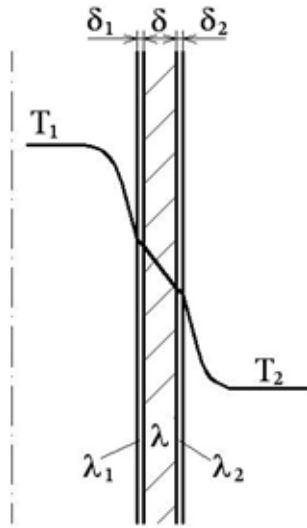
$$\int_{\dot{Q}=0}^{\dot{Q}} d\dot{Q} = \dot{Q} = \int_{A_1=0}^{A_1} k \cdot (T_1 - T_2) \cdot dA_1 = k \cdot A_1 \cdot \Delta T_k \quad (3.2.10)$$

ahol ΔT_k a két közeg hőmérsékletkülönbségének teljes hőcserélőre vonatkoztatott effektív középértéke:

$$\Delta T_k = \frac{1}{A_1} \int_0^{A_1} (T_1 - T_2) \cdot dA_1 \quad (3.2.11)$$

Vékony hőátadási felület esetében mondhatjuk, hogy $A_1 \approx A_2 \approx \bar{A}$, így az (3.2.9) egyenletet egyszerűsíthetjük.

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (3.2.12)$$



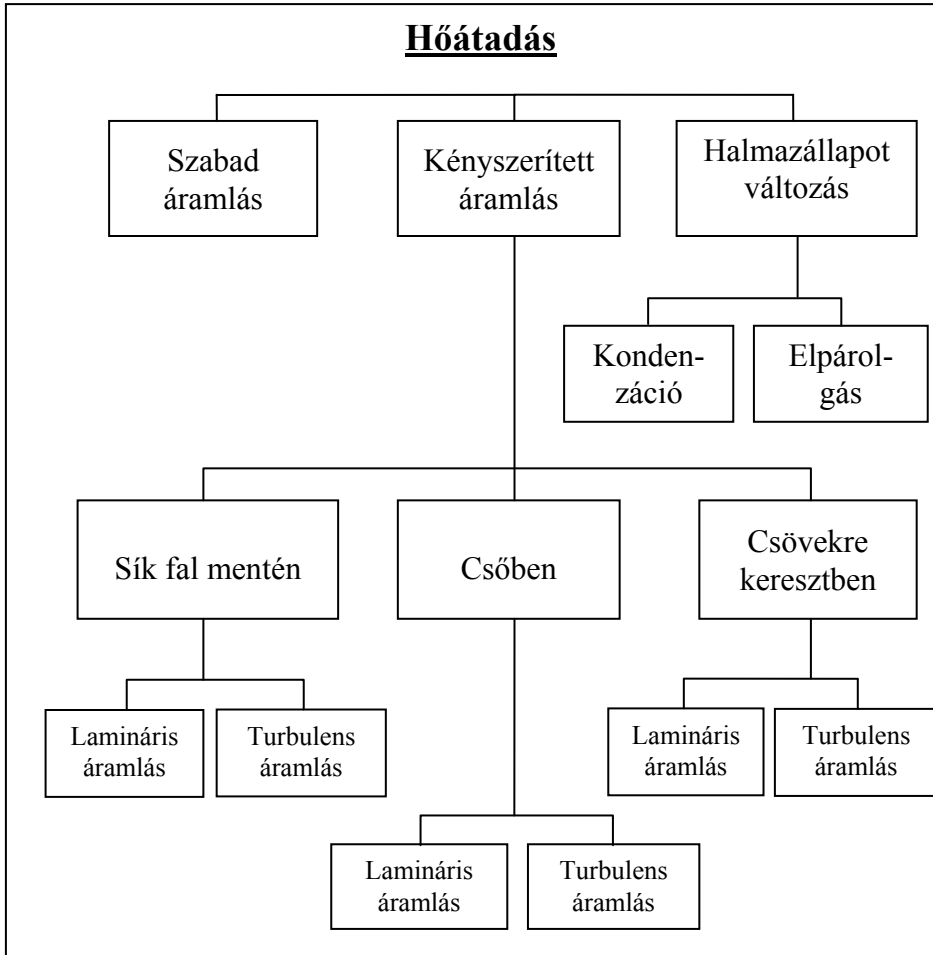
3.2.22. ábra: Hőátvitel egy elemi, szennyezett hőátadó felületnél

A hőcserélő üzeme során a fal külső és belső oldalán lerakódott szennyeződések (3.2.22. ábra) miatt a hőátbocsátási tényező a lerakódott rétegek hőellenállásával csökken (3.2.13).

$$\frac{1}{k_{üzemi}} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{k_{tisza}} + R_{szennyezés} \quad (3.2.13)$$

Tiszta hőcserélőkben (a szokványos esetekben) a fal hővezetési hőellenállása 10^{-5} nagyságrendű, miközben a szokásos anyagok hőátadás hőellenállása 10^{-3} nagyságrendű (amennyiben nem történik fázisváltás a közegben). Megállapíthatjuk tehát, hogy a szokásos hőcserélők hőátbocsátási tényezőjét elsősorban a hőátadási tényezők határozzák meg. Ebből következik, hogy a hőcserélő szerkezeti kialakításánál mindig annál a közegnél kell különös gondot fordítani a hőátadási feltételek javítására, amelyiknél kisebb az α értéke, valamint lehetőség szerint azonos hőátadási tényező létrehozására törekszünk.

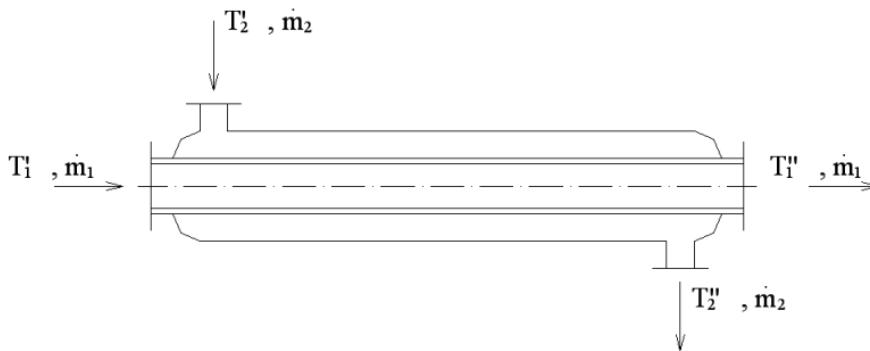
A hőcserélő közelítő számításainál a hőátadási tényezőket szakirodalmi adatok alapján megbecsüljük [3.6], vagy a hő- és áramlástan tanulmányainkból ismert hasonlósági számokkal meghatározzuk [3.7].



3.2.23. ábra: Jellemző áramlási körülmények a hőátadási tényező meghatározásánál

3.2.2.2. A hőcserélő hőegyensúlya

A hőtan I. főtétele kimondja, hogy energia nem keletkezhet és nem semmisülhet meg, csak átalakulhat egyik formából a másikba. A rendszerrel közölt hőmennyiség egy része növeli a rendszer belső energiáját, másik része munkává fordítható. (bővebben lásd.: [1.4])



3.2.24. ábra: Hőcserélő egyenáramú kapcsolásban

Az egyszerűsítő peremfeltételeink következményeként korábban már megállapítottuk, hogy a hőcserélő hőveszteség nélküli, azaz a meleg közeg leadott hőárama teljes mértékben a hideg közeg belső energiáját fogja növelni. Ez alapján felírhatjuk a közegekre a hőtan I. főtételét:

A hőleadó és hőfelvevő közeg hőárama:

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (T_1' - T_1'') \\ \dot{Q} &= \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (T_2'' - T_2') \end{aligned} \quad (3.2.14)$$

Amennyiben a közeg a hőcserélőben teljes mértékben elpárolog (+) vagy kondenzálódik (-), a hőáram meghatározásánál figyelembe kell vennünk a közeg nyomásán vett párolgáshőt is.

$$\dot{Q}_{\text{fázisváltás}} = \pm \dot{m} \cdot r \quad (3.2.15)$$

A stacioner működési feltétel, illetve a fajhőre tett egyszerűsítésünk alapján mondhatjuk, hogy az I. főtételben a tömegáram és a fajhő szorzata az adott közegre jellemző állandó. Hőtanban ezt a jellemzőt hőkapacitás áramnak vagy vízértéknek nevezzük.

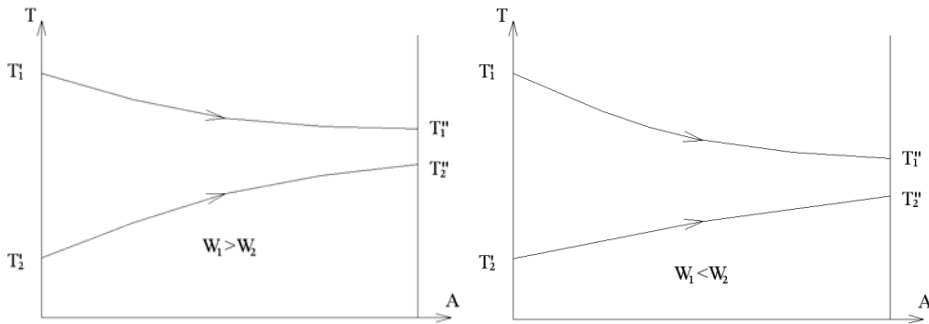
A hőkapacitás áram(vízérték):

$$W = \dot{m} \cdot c_p \quad (3.2.16)$$

Veszteség nélküli hőátzármasztás esetén könnyen belátható, hogy a közegek hőmérsékletváltozásai fordítottan arányosak a hőkapacitásuk arányával.

$$\frac{T_1' - T_1''}{T_2' - T_2''} = \frac{W_2}{W_1} = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \quad (3.2.17)$$

Ez az egyszerű, mégis fontos megállapítás a közeg – hőmérséklet hőcserélő felület menti változásnál is figyelemmel kísérhető.



3.2.25. ábra: Közeghőmérséklet változás egyenáramú hőcserélőben $W_1 > W_2$ és $W_1 < W_2$ esetben, azonos be és kilépő hőmérsékleteknél

3.2.2.3. *Közegek hőmérsékletkülönbségének logaritmikus középértéke párhuzamos áramlású hőcserélőkben*

A hőtáadó felület vagy egy adott hőcserélő hőtáadó tényezőjének meghatározása az 3.2.10 egyenlettel lehetséges, amihez ismernünk kell a közegek hőmérsékletkülönbségének effektív középértékét. Az egzakt meghatározás a hőcserélő hossza mentén mérésrel meghatározott közeghőmérséklet-függvények különbségének integrálása lenne. Ez a gyakorlatban ritkán kivitelezhető.

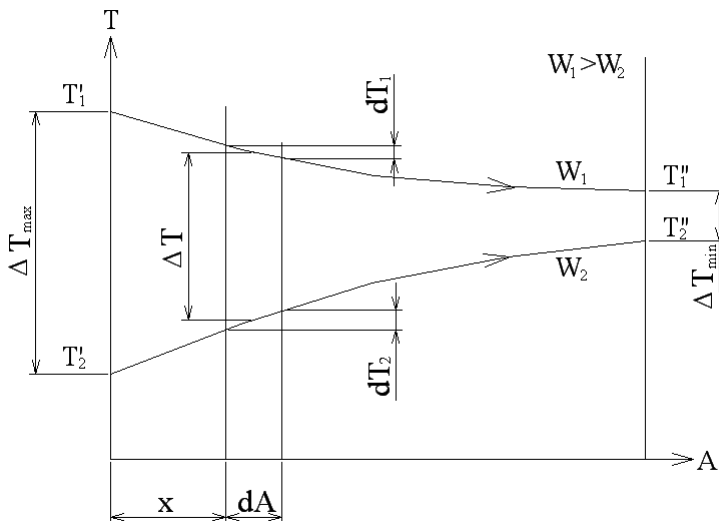
A hőcserélőben kis közeghőmérséklet-különbség változás esetén a közelítő számításához elegendő a hőcserélő bal-, és jobb oldali hőmérsékletkülönbségek számtani átlagát venni.

$$\Delta T_k = \frac{\Delta T_0 + \Delta T_A}{2} \quad (3.2.18)$$

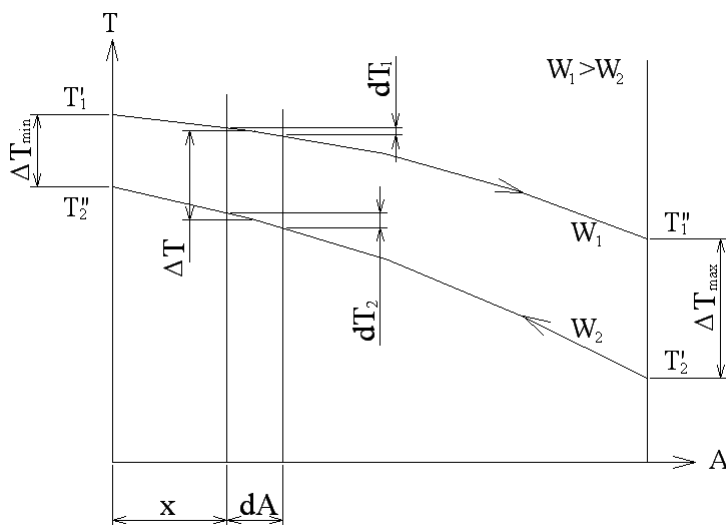
Ez például akkor fordulhat elő, ha a közegek hőkapacitás áramai közel azonosak, hiszen ekkor az 3.2.17 egyenletből is látható, hogy a két közeg hőmérséklete nagyjából ugyanakkora értékkel változik a hőcserélőben, azaz annak bal és jobb oldalán a közegek hőmérsékletkülönbsége közel

azonos. Ez az eset ritkán fordul elő, hiszen vagy két azonos közegnek közel azonos tömegárammal kell áramolnia, vagy a tömegáramok arányának a fajhő-aránnyal kell megegyeznie.

Nézzük a párhuzamos áramlású hőcserélők közeghőmérséklet változását eltérő hőkapacitás áramok esetében.



3.2.26. ábra: A közeghőmérséklet változása egyenáramú hőcserélőben



3.2.27. ábra: A közeghőmérséklet változása ellenáramú hőcserélőben

Az 3.2.26. és 3.2.27 ábrák szerinti jelölésekkel, az 3.2.8 egyenlet alapján a hőcserélő tetszőleges dA elemi hőátadó felületén átmenő hőáram:

$$d\dot{Q} = k \cdot dA \cdot (T_1 - T_2) = k \cdot dA \cdot \Delta T \quad (3.2.19)$$

, ahol ΔT a közegek hőmérsékletkülönbsége a felületelemnél.

Az egyes közegeket vizsgálva, az I. főtétel (3.2.14 egyenletek) alapján ugyan ez a hőáram:

$$d\dot{Q} = -\dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot dT_1 = \pm \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot dT_2 \quad (3.2.20)$$

Ahol az 1-es közeg (hőleadó) negatív előjele a hő leadását mutatja. A 2-es közegnél (hőfelvevő) a pozitív előjel az egyenáramot, a negatív előjel pedig az ellenáramot jelenti, hiszen a hőcserélő elejétől a vége felé haladva a hőfelvevő közeg hőmérsékletváltozása mindig negatív.

Az egyes közegek dA hőátadó felületnél vett elemi hőmérsékletváltozását kifejezve,

$$dT_1 = -\frac{d\dot{Q}}{\dot{m}_1 \cdot c_{p1}} = -\frac{d\dot{Q}}{W_1} \quad \text{és} \quad dT_2 = \pm \frac{d\dot{Q}}{\dot{m}_2 \cdot c_{p2}} = \pm \frac{d\dot{Q}}{W_2} \quad (3.2.21)$$

majd egymásból kivonva megkapjuk a vizsgált dA felületelemen a két közeg hőmérsékletkülönbségének elemi megváltozását.

$$dT_1 - dT_2 = d(T_1 - T_2) = d\Delta T = -d\dot{Q} \left(\frac{1}{W_1} \pm \frac{1}{W_2} \right) \quad (3.2.22)$$

Behelyettesítve a 3.2.19 összefüggést, az alábbi szétválasztható változójú differenciálegyenletet kapjuk:

$$d\Delta T = -k \cdot dA \cdot \Delta T \cdot \left(\frac{1}{W_1} \pm \frac{1}{W_2} \right) \quad (3.2.23)$$

A változókat szétválasztva és az egyenletet határozott integrálját kijelölve a hőcserélő elejétől ($A=0$; ΔT_0) végéig (A ; ΔT_A):

$$\int_{\Delta T_0}^{\Delta T_A} \frac{d\Delta T}{\Delta T} = -k \cdot \left(\frac{1}{W_1} \pm \frac{1}{W_2} \right) \cdot \int_0^A dA \quad (3.2.24)$$

Látható az egyenlet bal oldalán, hogy az integráljel alól kiemeltük a hőátbocsátási tényezőt, valamint a két közeg hőkapacitás áramát, hiszen a számítási egyszerűsítéseink miatt ezek függetlenek a hőátadó felülettől. Az integrálok kifejtése közben a jobb oldali határozott integrál a negatív hőátadó felület nagyságát adja. Azonban a szintén negatív konstanssal szorozva az egyenlet jobb oldala pozitív lesz.

$$\ln \frac{\Delta T_0}{\Delta T_A} = k \cdot A \cdot \left(\frac{1}{W_1} \pm \frac{1}{W_2} \right) \quad (3.2.25)$$

Az 3.2.14 összefüggésekből a hőkapacitás áramok reciprokát kifejezve,

$$\frac{1}{W_1} = \frac{(T'_1 - T''_1)}{\dot{Q}} \quad \text{és} \quad \frac{1}{W_2} = \frac{(T'''_2 - T'_2)}{\dot{Q}} \quad (3.2.26)$$

majd behelyettesítve a 3.2.25 egyenletbe:

$$\ln \frac{\Delta T_0}{\Delta T_A} = \frac{k \cdot A}{\dot{Q}} \cdot [(T'_1 - T''_1) \pm (T'''_2 - T'_2)] \quad (3.2.27)$$

Az 3.2.27 –ből kifejezve a hőcserélő hőáramát, a hőcserélőben zajló hőátadásból és hővezetésből levezetett 3.2.10 hőáram egyenletet kapjuk.

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T_k = k \cdot A \cdot \frac{[(T'_1 - T''_1) \pm (T'''_2 - T'_2)]}{\ln \frac{\Delta T_0}{\Delta T_A}} \quad (3.2.28)$$

Így a két közeg hőmérsékletkülönbségének teljes hőcserélőre vonatkoztatott effektív középértékét megfeleltethetjük a jobb oldalon szereplő hőmérséklet kifejezéssel, amit ezután a közegek közötti hőmérsékletkülönbség ún. logaritmikus középértékének nevezünk.

$$\Delta T_{k \log} = \frac{[(T'_1 - T''_1) \pm (T'''_2 - T'_2)]}{\ln \frac{\Delta T_0}{\Delta T_A}} \quad (3.2.29)$$

A hőmérsékletkülönbség logaritmikus középértéke egyenáram esetén (a számlálóban a pozitív előjelet véve):

$$\Delta T_{k \log} = \frac{T'_1 - T''_1 + T''_2 - T'_2}{\ln \frac{T'_1 - T'_2}{T''_1 - T''_2}} = \frac{(T'_1 - T'_2) - (T''_1 - T''_2)}{\ln \frac{T'_1 - T'_2}{T''_1 - T''_2}} \quad (3.2.30)$$

A hőmérsékletkülönbség logaritmikus középértéke ellenáram esetén (a számlálóban a negatív előjelet véve):

$$\Delta T_{k \log} = \frac{T'_1 - T''_1 - T''_2 + T'_2}{\ln \frac{T'_1 - T'_2}{T''_1 - T''_2}} = \frac{(T''_1 - T''_2) - (T'_1 - T'_2)}{\ln \frac{T'_1 - T'_2}{T''_1 - T''_2}} \quad (3.2.31)$$

Az egyes hőmérsékletek átrendezése után, a 3.2.26. és 3.2.27. ábrákkal összevetve jól látszik, hogy a $\Delta T_{k \log}$ kifejezések számlálójának pozitív előjelű, valamint a logaritmus számlálójában lévő hőmérséklet különbség mindig a hőcserélő azon oldali hőmérséklet különbsége, ahol nagyobb a két közeg közötti eltérés, azaz ΔT_{\max} . Ellentétes értelemben, de ugyan ez mondható el a számláló negatív előjelű tagjáról, valamint logaritmus nevezőjéről, mert ez mindig a mindenkor kisebb hőmérsékletkülönbségű oldal közegek közötti hőmérsékletkülönbsége, azaz ΔT_{\min} . Így a párhuzamos áramlású hőcserélőkben a közeg-hőmérsékletkülönbség logaritmikus középértékének univerzális kifejezése:

$$\Delta T_{k \log} = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}} \quad (3.2.32)$$

A tisztán párhuzamos áramlás azonban nem minden hőcserélőre igaz. Még a látszólag párhuzamos áramlású, merev csököteges hőcserélőkben is van keresztáramlás a terelőlemezek miatt. Ezért a hőmérsékletkülönbség logaritmikus középértékének kifejezését nem alkalmazhatjuk közvetlenül minden hőcserélő típusra.

A nem párhuzamos áramlású hőcserélőknél a hőmérsékletkülönbség logaritmikus középértékét az 3.2.32 kifejezéssel számoljuk, de egy korrekciós tényezővel (ε) módosítjuk.

$$\Delta T_{k \log \text{ korrigált}} = \varepsilon \cdot \Delta T_{k \log} \quad (3.2.33)$$

Az ε korrekciós tényező értéke függ

- a hőcserélő kialakításától (keresztáramú, keveredő áramú, ellenárammal kombinált keresztáramú, stb.)
- a hőcserélő járatszámától (csőkötegesnél külön a köpeny és a csőköteg járatszámától)
- többjártatú hőcserélőknél a járatok közötti közegkeveredéstől

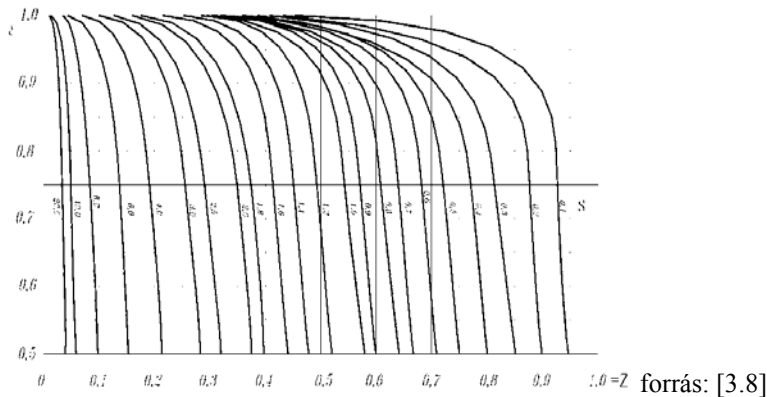
Mint látható az ε értékét nagyon sok körülmény befolyásolja, ezért értékét az adott konstrukcióra kísérletekkel határozzák meg, és diagram (esetleg polinom függvény) formájában találhatjuk meg a szakirodalomban [3.5 , 3.6]. Az ábrázolt (vagy polinommal megadott) korrekciós tényező függvényeknek két változója van. Az egyik a hőkapacitás áramok viszonya:

$$S = \frac{T_1' - T_1''}{T_2'' - T_2'} = \frac{W_2}{W_1} \quad (3.2.34)$$

A másik a hűtőközeg tényleges hőmérséklet növekedésének, és a tiszta ellenárammal, végtelen nagy hőátadó felület esetén megvalósítható hűtőközeg hőmérséklet-növekedésnek a hányadosa:

$$Z = \frac{T_2'' - T_2'}{T_1' - T_2'} \quad (3.2.35)$$

A diagramban történő ábrázolásnál a Z paraméter függvényében ábrázolják a korrekciós tényezőt úgy, hogy az egyes görbék paramétere az S változó.



3.2.28. ábra: ε korrekciós tényező egy köpenyoldali és két csőoldali járatú hőcserélőhöz (U csöves)

3.2.2.4. Bošnjaković -féle Φ tényezős méretezés

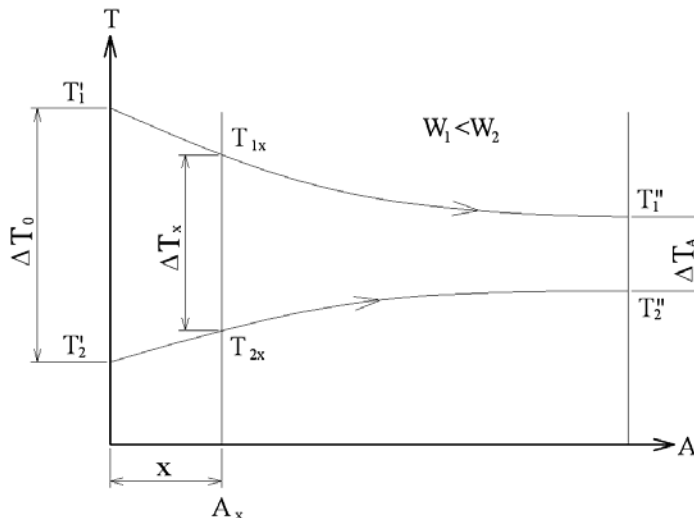
A hőcserélő közeghőmérséklet-különbség logaritmikus középértéke, az implicit kifejezés (3.2.32) miatt, nem alkalmas egy meglévő hőcserélő kilépő közeghőmérsékleteinek meghatározására.

A logaritmikus középérték levezetésénél alkalmazott, a hőhordozó közegek hőmérsékletváltozásait leíró függvényekből indult ki a Zágrábban született tudós, Fran Bošnjaković (1902-1993), amikor kidolgozta az ún. Φ tényezős méretezési módszerét.

Bevezette a hőcserélőre jellemző ún. termikus hatásfokot (a szakirodalom szokta még Φ hatásosságnak vagy üzemi karakterisztikának nevezni), amely definíció szerint a tényleges hőáram és a belépő közeghőmérsékletek alapján, a kisebbik hőkapacitás áramú közegből elméletileg elvonható legnagyobb hőáram viszonya:

$$\Phi = \frac{\dot{Q}}{W_1(T'_1 - T'_2)} \quad (3.2.36)$$

A hőcserélő termikus hatásfoka, a termikus számítások alapjainál tett egyszerűsítéseinket figyelembe véve, a hőhordozó közegek hőkapacitás áramaiból, a hőközvetítő felület nagyságából és a hőcserélő hőátviteli tényezőjéből képzett két független, dimenzió nélküli számtól függ. Jelen jegyzetben ennek bizonyítását az egyenáramú hőcserélőkön mutatjuk be, ahol a hőleadó közeg hőkapacitás árama a kisebb.



3.2.29. ábra: Egyenáramú hőcserélő közeghőmérséklet változása

A közeghőmérséklet különbség logaritmikus középértékének levezetésekor vett 3.2.24 határozott integrál segítségével a hőcserélő tetszőleges A_x hőátadó keresztmetszetében meg tudjuk mondani a két közeg hőmérsékletkülönbségét úgy, hogy az integrálást csak a kérdéses A_x felületig végezzük el (3.2.37. összefüggés).

$$\ln \frac{\Delta T_0}{\Delta T_x} = -k \cdot A_x \cdot \left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} \right) \quad (3.2.37)$$

Ebből a közegek közötti hőmérsékletkülönbsége az x helyen:

$$\Delta T_x = (T_1 - T_2)_x = (T'_1 - T'_2) \cdot e^{-k \cdot A_x \cdot \left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} \right)} \quad (3.2.38)$$

Látható az összefüggésből, hogy egyenáramú hőcserélő esetében a közegek hőmérsékletkülönbség exponenciálisan változik.

Az 3.2.22 differenciálegyenletet az A_x helyen átadott elemi hőáramra átrendezve,

$$d\dot{Q}_x = -\frac{d\Delta T_x}{\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2}} \quad (3.2.39)$$

és az integrálást ΔT_0 és ΔT_x határok között elvégezve,

$$\dot{Q}_x = -\frac{1}{\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2}} \int_{\Delta T_0}^{\Delta T_x} d(T_1 - T_2) = -\frac{\Delta T_x - \Delta T_0}{\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2}} \quad (3.2.40)$$

majd a hőmérsékletkülönbség változását leíró 3.2.38 egyenletet behelyettesítve kapjuk az A_x hőcserélő felületen átmenő hőáramot:

$$\dot{Q}_x = -\frac{(T'_1 - T'_2) \cdot e^{-k \cdot A_x \cdot \left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} \right)} - (T'_1 - T'_2)}{\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2}}$$

azaz

$$\dot{Q}_x = \frac{T'_1 - T'_2}{\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2}} \cdot \left(1 - e^{-k \cdot A_x \cdot \left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} \right)} \right) \quad (3.2.41)$$

Ebből a W_1 hőkapacitás árammal történő osztással meghatározható a hőleadó közeg hőmérsékletváltozás függvénye:

$$(T_1 - T'_1)_x = -\frac{\dot{Q}_x}{W_1} = -\frac{T'_1 - T'_2}{1 + \frac{W_1}{W_2}} \left(1 - e^{-k \cdot A_x \cdot \left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} \right)} \right) \quad (3.2.42)$$

Amennyiben az 3.2.41 egyenletet a W_2 hőkapacitás árammal osztjuk el, a hőfelvevő közeg hőmérsékletváltozás függvényét kapjuk eredményül:

$$(T_2 - T'_2)_x = \frac{\dot{Q}_x}{W_2} = \frac{T'_1 - T'_2}{\frac{W_2}{W_1} + 1} \left(1 - e^{-k \cdot A_x \cdot \left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} \right)} \right) \quad (3.2.43)$$

Tehát egyenáramú hőcserélők esetében a hőhordozó közegek hőmérséklete exponenciálisan csökkenő (hőleadó) vagy növekvő (hőfelvevő) tendenciát mutat.

A hőcserélő teljes hőáramát kapjuk eredményül, a mennyiben az 3.2.41 egyenletbe a teljes hőátadó felületet ($A_x = A$) helyettesítjük be:

$$\dot{Q} = \frac{T'_1 - T'_2}{\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2}} \cdot \left(1 - e^{-k \cdot A \cdot \left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} \right)} \right) \quad (3.2.44)$$

valamint az 3.2.41 és az 3.2.42 egyenletekből az $A_x = A$ behelyettesítéssel a hőhordozó közegek kilépő hőmérséklete is meghatározható.

$$T''_1 = T'_1 - (T'_1 - T'_2) \frac{1 - e^{-k \cdot A \cdot \left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} \right)}}{1 + \frac{W_1}{W_2}} \quad (3.2.45)$$

$$T''_2 = T'_2 + (T'_1 - T'_2) \frac{1 - e^{-k \cdot A \cdot \left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} \right)}}{1 + \frac{W_2}{W_1}} \quad (3.2.46)$$

Mindhárom egyenletben felfedezhetjük, hogy az exponenciális kitevő

$$-k \cdot A \cdot \left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} \right) = -\frac{k \cdot A}{W_1} \cdot \left(1 + \frac{W_1}{W_2} \right) \quad (3.2.47)$$

alakú átrendezésével két, egymástól független, dimenzió nélküli paraméter fogja meghatározni az exponenciális görbék alakját: $\frac{k \cdot A}{W_1}$ és $\frac{W_1}{W_2}$

A paraméterek a hőcserélő adott üzemi állapotában az áramlási-, anyag- és geometriai jellemzőkből épülnek fel, tehát stacioner üzemi állapotnál állandónak tekinthetők.

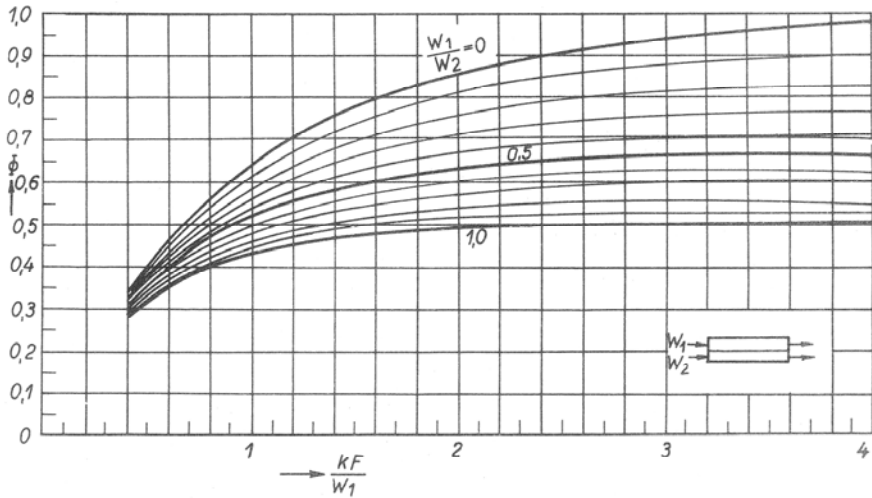
A Φ termikus hatásfok 3.2.36 definíciója és az 3.2.47 átrendezés alapján a hőcserélő hőárama:

$$\dot{Q} = \Phi \cdot W_1 \cdot (T'_1 - T'_2) = \frac{W_1 \cdot (T'_1 - T'_2)}{1 + \frac{W_1}{W_2}} \cdot \left(1 - e^{-\frac{k \cdot A}{W_1} \left(1 + \frac{W_1}{W_2} \right)} \right) \quad (3.2.48)$$

azaz a párhuzamos egyenáramú hőcserélők termikus hatásfoka:

$$\Phi_{\text{egyen}} = \frac{1 - e^{-\frac{k \cdot A}{W_1} \left(1 + \frac{W_1}{W_2} \right)}}{1 + \frac{W_1}{W_2}} \quad (3.2.49)$$

Látható, hogy a hőcserélő termikus hatásfoka, a hőhordozó közegek hőkapacitás áramaiból, a hőközvetítő felület nagyságából és a hőcserélő hőátviteli tényezőjéből korábban definiált két független, dimenzió nélküli számtól függ. A Φ értéke tehát a hőcserélő üzemi adatai alapján tehát akár grafikus, akár számítás útján meghatározhatóak.



3.2.30. ábra: Párhuzamos egyenáramú felületi hőcserélők Bošnjaković -féle termikus hatásfoka

Tekintettel arra, hogy a termikus hatásfok felírható még:

$$\Phi = \frac{\dot{Q}}{W_1 \cdot (T'_1 - T'_2)} = \frac{T'_1 - T''_1}{T'_1 - T'_2} \quad (3.2.50)$$

valamint

$$\Phi = \frac{\dot{Q}}{W_1 \cdot (T'_1 - T'_2)} = \frac{W_2}{W_1} \cdot \frac{T'_2 - T''_2}{T'_1 - T'_2} \quad (3.2.51)$$

alakban is, a hőcserélők számításánál bármely hiányzó kilépő hőmérséklet, vagy ezek ismeretében a szükséges hőátadó felület nagysága is meghatározható.

A termikus hatásfok összefüggését természetesen ellenáramú hőcserélőkre is levezethetjük, illetve a párhuzamostól eltérő áramlású hőcserélők esetében korrekciós tényezővel módosíthatjuk, a ΔT_{klog} -hoz hasonlóan.

$$\Phi_{\text{elen}} = \frac{1 - e^{-\frac{k \cdot A}{W_1} \left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right)}}{1 - \frac{W_1}{W_2} \cdot e^{-\frac{k \cdot A}{W_1} \left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right)}} \quad (3.2.52)$$

3.2.2.5 Párhuzamos egyen- és ellenáramú hőcserélők összehasonlítása

A párhuzamos egyen- és ellenáramú hőcserélők összehasonlításával értékes információkhoz juthatunk a hőcserélők üzemével kapcsolatban, jóllehet a legtöbb hőcserélő nem tiszta egyen vagy ellenáramban dolgozik.

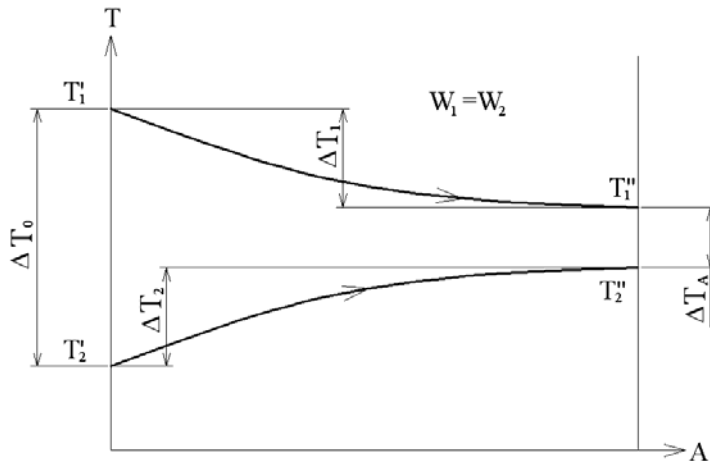
Az összehasonlító vizsgálathoz a hőcserélők termikus számításainak alapjainál tett egyszerűsítések mellett vizsgáljuk azt az esetet, amikor a hőhordozó közegek azonos hőkapacitás áramúak. Ebből az következik, hogy a két hőhordozó közeg hőcserélőn belüli hőmérsékletváltozása megegyezik.

$$W_1 = W_2 = W \rightarrow \Delta T_1 = \Delta T_2 = \Delta T$$

A Bošnjaković –féle Φ tényezős számításnál már bebizonyítottuk, hogy amennyiben az 3.2.24 integrált egy tetszőleges A_x felületig végezzük el, megkapjuk a közegek hőmérsékletkülönbség függvényét egyen és ellenáramú hőcserélőre is.

Figyelembe véve az azonos hőkapacitás áramokat, egyenáramú hőcserélőnél:

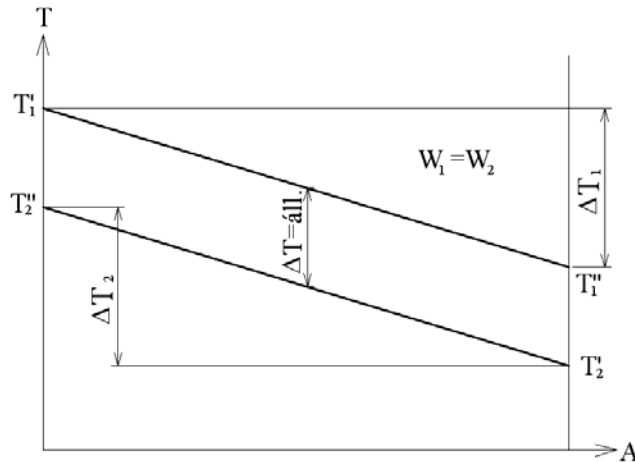
$$\Delta T_x = (T'_1 - T'_2) \cdot e^{-k \cdot A_x \cdot \left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2}\right)} = (T'_1 - T'_2) \cdot e^{-\frac{2 \cdot k \cdot A_x}{W}} \quad (3.2.53)$$



3.2.31. ábra: Egyenáramú hőcserélő hőmérséklet lefutása azonos hőkapacitás áramok esetén

Ugyan ez a hőmérsékletkülönbség függvény ellenáramú hőcserélőnél:

$$\Delta T_x = (T'_1 - T''_2) \cdot e^{-k \cdot A_x \cdot \left(\frac{1}{W_1} - \frac{1}{W_2}\right)} = (T'_1 - T''_2) \cdot e^0 = T'_1 - T''_2 = \text{áll.} \quad (3.2.54)$$

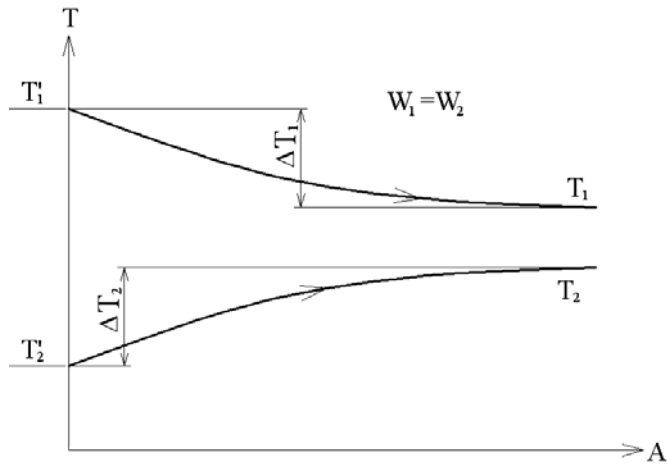


3.2.32. ábra: Ellenáramú hőcserélő hőmérséklet lefutása azonos hőkapacitás áramok esetén

Azaz az ellenáramú hőcserélőkben $W_1=W_2$ esetén a közegek közötti hőmérsékletkülönbség nem változik a hőcserélő felület mentén, és a hőmérséklet lefutás pedig lineáris. A közegek hőmérsékletkülönbsége a hőcserélőbe belépő hőleadó illetve a kilépő hőfelvevő közeg hőmérsékletkülönbségével azonos. Mechanikai szempontból ez azt jelenti, hogy az ellenáramú hőcserélőkben kisebb hőfeszültség ébred a közegek hőmérsékletkülönbségének változása miatt.

Hasonlítsuk most össze a két hőcserélőt az azonos kilépő közeg hőmérsékletek lehetőségének vizsgálatával. Keressük tehát a hőátadó felület méretét, $T''_1 = T''_2$ peremfeltétel teljesülése esetén.

Egyenáramú hőcserélőnél már a hőmérséklet-lefutás görbék fölrajzolásakor sejtethetjük, hogy a $T''_1 = T''_2$ peremfeltétel nem teljesíthető.

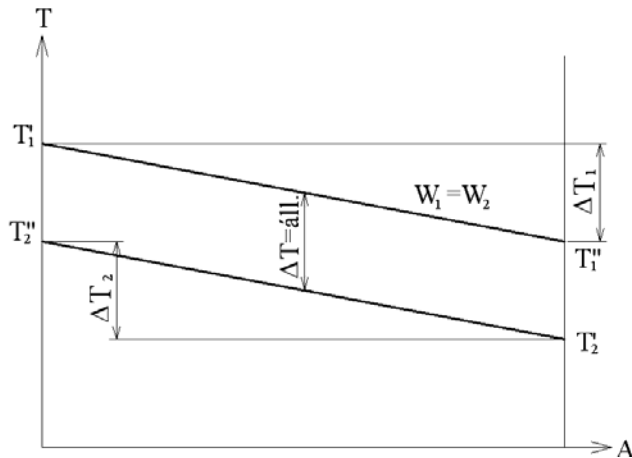


3.2.33. ábra: Egyenáramú hőcserélő hőmérséklet függvényei azonos kilépési hőmérsékletnél

Ugyanis az azonos kilépő hőmérsékletek azt jelentik, hogy az 3.2.53 egyenlet értéke zérus:

$$T''_1 - T''_2 = 0 = (T'_1 - T'_2) \cdot e^{\frac{-2 \cdot k \cdot A}{W}} \quad (3.2.55)$$

Ez akkor teljesül (amennyiben a belépő hőmérsékletek különbsége nem zérus), ha az exponenciális kitevő végtelen nagy. Mivel a hőátviteli tényező és a hőkapacitás áram is véges szám, a $T''_1 = T''_2$ peremfeltételt csak az $A = \infty$ felület elégítheti ki.



3.2.34. ábra: Ellenáramú hőcserélő hőmérséklet függvényei azonos kilépési hőmérsékletnél

Ellenáramú hőcserélőnél viszont az azonos kilépési hőmérséklet már véges A felületnél lehetséges.

A szükséges felület nagyságának kiszámításához figyelembe kell vennünk, hogy a hőcserélőben a közegek hőmérsékletkülönbsége mindenütt $\Delta T_x = T'_1 - T''_2$, és a peremfeltételünk szerint $T''_1 = T'''_2$. Így mondhatjuk, hogy a közegek hőmérsékletkülönbsége az egyes közegek hőmérsékletváltozásával is megegyezik, és nagysága a két belépő hőmérséklet különbségének fele:

$$\Delta T_x = T'_1 - T''_2 = T'_1 - T'''_1 = \Delta T_1 = \Delta T_2 = \frac{T'_1 - T''_2}{2} = \Delta T \quad (3.2.56)$$

A kicserélt hőáramot felírva:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T = W \cdot \Delta T \quad (3.2.57)$$

és az egyenletből a felület kifejezve megkapjuk az azonos hőkapacitás áramok esetében a kilépő hőmérsékletek egyezéséhez szükséges hőátadó felület nagyságát.

$$A = \frac{W}{k} \quad (3.2.58)$$

Az előbbieket alapján egyértelmű, hogy azonos hőkapacitású hőhordozók esetén, azonos hőcserélő felületen, ellenáramban mindig nagyobb a hőáram, ezáltal a közegek jobban lehűthetők illetve felmelegíthetők.

Egyenáramnál a kilépő hőleadó közeg hőmérséklete mindig nagyobb, mint a kilépő hőfelvevő közegé. Ellenáramnál $A > \frac{W}{k}$ esetén viszont a

hidegebb közeg kilépő hőmérséklete nagyobb, mint a kilépő meleg közegé.

Mindezek alapján vég következtetésként kimondhatjuk, hogy tervezésnél mindig az ellenáramú hőcserélőt kell előnyben részesíteni az egyenáramúval szemben.

Kivétel a fázisváltás esete, mikor az egyik közeg kondenzálódik vagy elpárolog. Ilyenkor a közegek iránya nincs hatással a hőáram mértékére.

4. Járművek klímarendszerei

A korábban különálló fejezetekben részletesen tárgyalt hő- és áramlás-technikai gépek egyes típusai a járművek klímarendszerében is felhasználásra kerülnek. Ebben a fejezetben az érthetőség kedvéért klimatizálás-elméleti bevezetővel kezdünk, utána pedig a járműklímák specialitásait ismertetjük.

4.1. Elméleti áttekintés

4.1.1. A klimatizálás célja, a nedves levegő jellemzői

A klimatizálás célja az ember számára kellemes közérzetet biztosító légállapot létrehozása és fenntartása a klimatizált térben. (Megjegyezzük, hogy e definíció az ún. komfort klímákra vonatkozik, azonban sokszor az ipari tevékenységek, egyes gyártástechnológiák is megkívánnak speciális légállapotokat. Ott értelemszerűen nem az ember, hanem a technológia által megkövetelt légállapot biztosítása a cél. Az ilyen rendszereket ipari klímáknak nevezik. A két rendszer természetesen ugyanazt csinálja, csak a végső értékek és a közegmennyiség más esetleg. A továbbiakban csak az „emberközpontú” klimatizálással foglalkozunk.) A klimatizálás tehát a levegő légállapotjának folyamatos, az igényeket és külső körülményeket figyelembe vevő szabályozását jelenti.

A klímatechnikában a levegőt mindig nedves levegőnek kell tekinteni, vagyis két ideális gáz – a száraz levegő és vízgőz – keverékének. A nedves levegő vonatkoztatási egysége ezért tehát 1 kg száraz levegő és a benne található vízgőz tömege.

$$m = m_l + m_g \quad (4.1.1)$$

A légállapot szabályozásához szükség van a levegő jellemzőinek ismeretére. A klímatechnikában szükséges jellemzők jelölésükkel és mértékegységükkel a következők:

- száraz és nedves hőmérséklet (t_{sz} , t_n ; °C);
- nyomás és parciális nyomás ($p=p_{szl}+p_g$; bar);
- entalpia vagy magyarul hőtartalom (i ; kJ/kg);
- abszolút nedvességtartalom (x ; kg/kg vagy g/kg);
- relatív nedvességtartalom (φ ; %).

A száraz hőmérséklet a higanyos hőmérővel mérhető érték. A nedves hőmérséklet az a hőmérséklet, amelyre a levegő a telített állapotig tartó,

állandó nyomáson végzett párologtatás mellett lehűlni képes. Mivel a párolgás a rendszerből von el hőt, ezért a nedves hőmérséklet mindig kisebb vagy telített levegő esetén egyenlő a tényleges hőmérséklettel. A levegő abszolút nyomása klímaberendezésekben (az egyes elemeken jelentkező áramlási veszteséget leszámítva) nagyjából állandónak tekinthető, így ezzel nem foglalkozunk. Nagyobb jelentősége a gázkeverék alkotók résznyomásának, vagy idegen szóval a parciális nyomásának van. Dalton törvénye alapján egy gázkeverék össznyomása egyenlő az egyes összetevők parciális nyomásának összegével. Gázkeverékekben az egyes alkotók nyomása akkora, mintha a keverék teljes térfogatát egyedül töltenék ki. A levegő nyomása tehát a száraz levegő és a vízgőz parciális nyomásának összegével egyenlő.

$$p = p_l + p_g \quad (4.1.2)$$

A telítetlen nedves levegő entalpiája alatt azt a hőmennyiséget értjük, amelyet 1 kg t hőmérsékletű nedves levegő tartalmaz. Ez a száraz levegő és a vízgőz entalpiájának összege, amely a következő formában írható:

$$i = i_l + x \cdot i_g = c_{pl} \cdot t + x(r_0 + c_{pg} \cdot t) \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (4.1.3)$$

ahol c_{pl} a száraz levegő fajhője, c_{pg} a vízgőz fajhője, r_0 pedig a vízgőz 0°C -hoz tartozó párolgási hője. A nedves levegő entalpiáját 1 kg száraz levegőre vonatkoztatjuk. (Külföldi szakirodalmak az entalpiát szokásosan h -val jelölik, mi viszont továbbra is a Hőtanban általunk használt i jelölést alkalmazzuk.)

Az abszolút nedvességtartalom az 1 kg száraz levegőben lévő vízgőz tömege, vagyis:

$$x = \frac{m_g}{m_l} \quad (4.1.4)$$

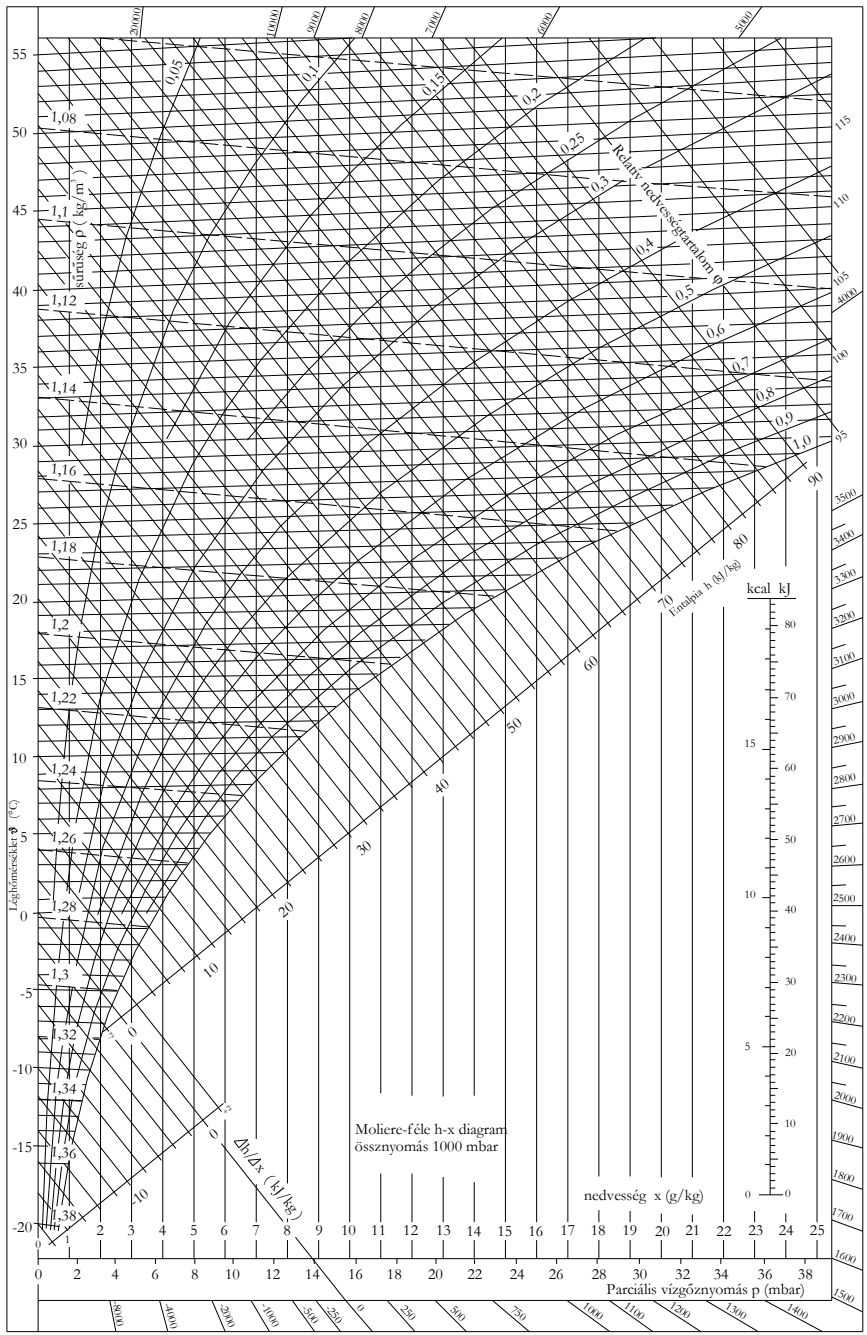
Az abszolút nedvességtartalomra egyes szakirodalmak a „fajlagos nedvességtartalom” kifejezést használják. A „fajlagos” kifejezés használata azért lehet indokolt, mert a vízgőz abszolút mennyiségét (tömegét) viszonyítjuk a száraz levegő tömegéhez. Ez tehát egy viszonylagos, tehát fajlagos érték is egyben. Mi a továbbiakban következetesen az „abszolút nedvességtartalom” kifejezést használjuk, remélve, hogy ez jobban hozzájárul a „relatív nedvességtartalom”-tól való megkülönböztetéshez.

A relatív nedvességtartalom (egyres helyeken páratartalom) a levegőben lévő vízgőz parciális nyomásának (p_g) és az adott hőmérséklethez tartozó telítési vízgőznyomásnak (p_{gt}) a hányadosa. Más oldalról megközelítve: a levegőben levő vízgőz mennyiségének (m_g) és az adott hőmérséklethez tartozó telített állapotban levő levegőben található vízgőz mennyiségének (m_{gt}) a hányadosa. Ha tehát a vízgőz parciális nyomása eléri az adott hőmérséklethez tartozó telítési gőznyomást ($\varphi=100\%$), akkor a nedves levegő telítetté válik, nem képes több vizet gőz formájában magában tartani. A további nedvességbevitel lehetetlen, az vízcseppek vagy jég formájában lecsapódik, kiválik a levegőből.

$$\varphi = \frac{m_g}{m_{gt}} = \frac{p_g}{p_{gt}} \quad (4.1.5)$$

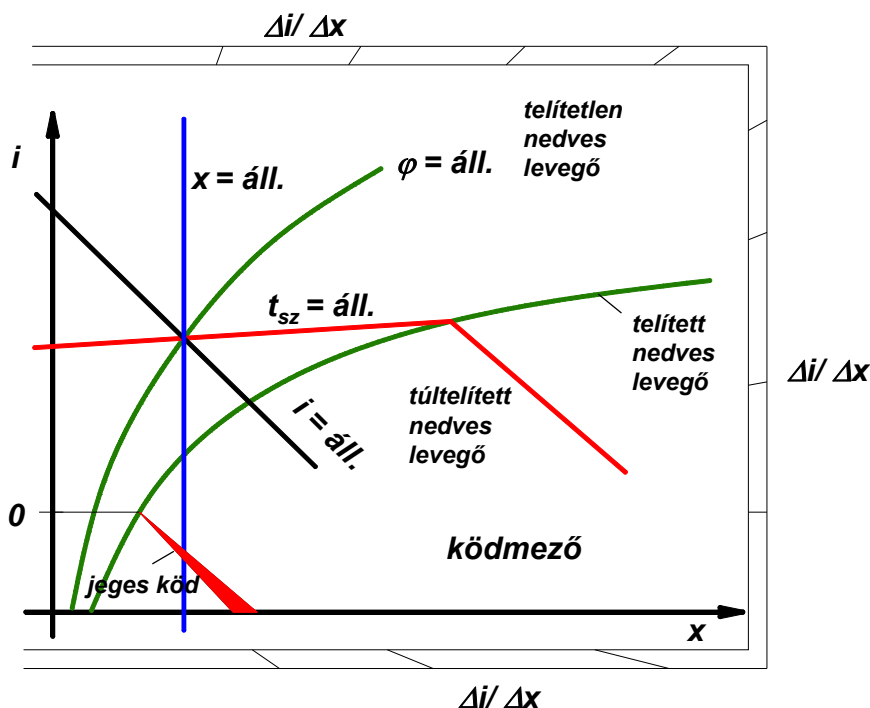
Adott állapotú levegő telítetté válhat, ha abszolút nedvességtartalmát állandó hőmérsékleten növeljük, vagy ha állandó abszolút nedvességtartalom mellett hőmérsékletét csökkentjük (vagyis $p_g = \text{áll.}$ mellett tulajdonképpen a p_{gt} -t csökkentjük. Az így elért hőmérséklet a harmatponti hőmérséklet.)

A fenti paraméterek mind a levegő állapotjelzői. Köztudott, hogy a levegő állapotát bármely 3 állapotjelzője egyértelműen meghatározza, hiszen az állapotjelzők között jól definiált összefüggések vannak. A klimatechnikában az abszolút nyomás változását el lehet hanyagolni, ezért a nyomást a normál környezeti nyomásra felvéve már csak két állapotjelző vehető fel szabadon. Ezt két tengelyen ábrázolva, az állapotjelzők összefüggései a síkban igen látványosan ábrázolhatók, megjeleníthetők. Az állapotjelzők ilyen grafikonjait a klimatechnikában légállapot-diagramoknak nevezik. Európában a szabadon választott két állapotjelző az entalpia és az abszolút nedvességtartalom, így a Mollier-féle *i-x diagramot* szokták használni (4.1.1. ábra). Ebben az ábrázolásmódban a vízszintes tengelyen az x van, a hozzátartozó állandó abszolút nedvességtartalom vonalai pedig függőlegesek. Az y tengelyen az entalpia és a hőmérsékleti skála található, az állandó entalpia vonalak egy célszerű koordináta transzformáció miatt ferdén lefelé hajló egyenesek, az állandó (száraz) hőmérsékletvonalak közel vízszintes, kicsit széttartó egyenesek. Az állandó hőmérsékletvonalak a telítettséget jelző $\varphi = 1$ -nél megtörnek, és az entalpiavonalakkal futnak nagyjából párhuzamosan. A relatív nedvességtartalom görbéi parabolajellegűek.



4.1.1. ábra: Molliere-féle i-x diagram

A diagramban egy adott légállapotot egy pont jelöl ki. A ponton átmenő görbék adják a pont állapotjelzőinek az értékeit. Egy adott ponthoz tartozó nedves hőmérséklet értéket úgy kapjuk, hogy a ponton át az állandó entalpiavonalakkal párhuzamosan a telítési görbéig elmegyünk és megnézzük, hogy itt melyik száraz hőmérséklet-vonal törik meg, ez lesz a nedves hőmérséklete az adott pontnak (ld. a nedves hőmérséklet definícióját). Az i - x diagram szélén az $i=0$ -ból kiinduló egyenesek iránytangensét – vagyis a $\Delta i/\Delta x$ hányadost – is meg szokás adni. Ennek oka az, hogy a levegő állapotváltozásait az i - x diagramban a légállapotokat összekötő egyenessel és annak iránytangensével lehet jellemezni (4.1.2. ábra). Mint azt említettük, a klimatizálás célja, az hogy a külső állapottól függetlenül, a klimatizálandó térben mindig az igényelt légállapotot tartsa fenn. A külső légállapot az időjárási viszonyok ismeretében bejelölhető az i - x diagramba. Az ember számára kellemes légállapot értékeivel, és az ennek a biztosításához szükséges szellőző-levegő légállapotjának meghatározásával a következő alfejezetekben foglalkozunk. Ezek segítségével a klimatizálási folyamat az i - x diagramban jól nyomon követhető.



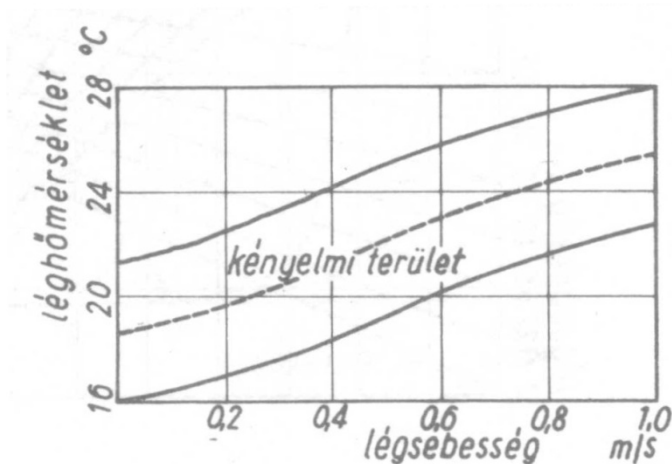
4.1.2. ábra: i - x diagram jellegzetes vonalai

4.1.2. Az ember közérzetét befolyásoló tényezők, a jó közérzethez tartozó légállapot

Az ember közérzetét befolyásoló tényezők a következők: a levegő

- hőmérséklete;
- nyomása;
- nedvességtartalma;
- mozgása;
- összetétele.

A kellemes közérzetet biztosító légállapotot ma már szabványban rögzítik. Mivel a közérzetet nem csak a levegő állapota, hanem az ember fiziológiai tényezői is befolyásolják, így nyilvánvaló, hogy nem mindenkinek ugyanaz a kellemes állapot. Az egy zárt térben (pl. autóban, vasúti kocsiban) tartózkodó összes ember kellemes közérzetét ezért nehezen lehet biztosítani. A fiziológiai különbségektől eltekintve a kellemes közérzetet adó légállapotokat a következő ábrák segítségével foglaljuk össze.



forrás: [4.1]

4.1.3. ábra: A komfortérzetet adó hőmérséklet és légsebesség összefüggése

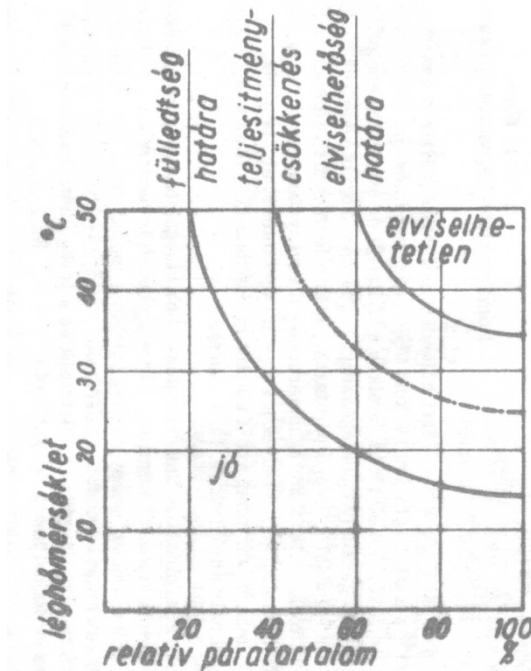
Mint a 4.1.3. ábrából látható, a levegő egyes paramétereinek komfortérzethez tartozó értékei nem függetlenek egymástól. Álló levegő mellett az ember általában 20-22°C között érzi jól magát. Ha „jár a levegő”, vagyis van légmozgás, akkor ennél magasabb a kényelmi érték. Ez alatt ugyanis „huzatot” érzünk. (Személygépjárművekben a nagy sebességgel befűjt

„jéghideg” levegő sokaknál reumát is okoz.) Meg kell jegyezni, hogy a klimatizált terekben nyáron ennél a kényelmi értéknél magasabb értéket ajánlott tartanunk. Ennek egyik oka gazdasági vonatkozású, amelyet nem is kell magyarázni, a másik ok viszont egészségügyi. Mindenki tapasztalta már, hogy a meleg nyári külső körülmények közül (pl. 35°C) bemenni egy hideg, túlhűtött (akár csak 20°C-os) irodaházba garantált megfázást jelent. Ezért nyáron a belső hőmérsékletet a külső hőmérséklettől függően az alábbi táblázatban megadott értékekre célszerű beállítani.

Külső hőmérséklet (°C)	20	22	24	26	28	30	32
Belső hőmérséklet (°C)	20	21	22	23	24	25	26

4.1.1. táblázat: Nyári belső hőmérsékletek célszerű értékei

A komfortérzetet biztosító relatív páratartalom (φ) is függ a többi paramétertől (4.1.4. ábra).



forrás: [4.1]

4.1.4. ábra: Páratartalom és hőmérséklet összefüggése

Normál körülmények között a 40-60% közötti páratartalom általában mindenkinek kedvező. Ennél magasabb értékek nyáron fülledt, párás, télen nyirkos érzetet keltenek, alacsonyabb értékeknél pedig a bőr és nyálkahártyák kiszáradása jelentkezik (pl. száraz, hideg téli időben).

A levegő nyomását illetően csak az időjárási frontokat említenénk, melyek a normál légköri nyomáshoz képest magasabb vagy alacsonyabb értéket jelentenek. Egyénekenként különbözően reagálunk erre. A nyomásnak nagyobb jelentősége a repülőgépeken van, ahol a környezeti nyomás lényegesen kisebb a normál légköri nyomásnál. A repülőgépek szellőző-klimarendszerének a normál nyomást is biztosítania kell.

A levegő összetételét tekintve az száraz levegőnek, vízgőznek és szennyező anyagoknak a keveréke. A vízgőzről a relatív páratartalommal már tettünk érintőlegesen említést. Mint az közismert, a száraz levegő nagyrészt nitrogénből (78%), kisebb részben oxigénből (21%) és minimális mértékben egyéb gázokból áll. A szennyező anyagok egy része gáz és gőz, másik része por és mikroorganizmusok. Zárt, zsúfolt térben (pl. tömött villamos) rossz szellőztetés mellett könnyen előfordul, hogy a levegő oxigéntartalma a fenti szükséges érték alá, szén-dioxid tartalma pedig a normális 0,5% fölé emelkedik. Ennek szintén egészségügyi következményei lehetnek (szédülés, ájulás, fejfájás).

Mindezek alapján meghatározhatók azok a kényelmi értékek, amelyeket a klimatizást térben biztosítani kell. Ahhoz, hogy a klímarendszereket tervezni lehessen, ezen túlmenően szükség van az emberek által használt klimatizált tér légállapotát meghatározó tényezők és a külső légállapot időjárási viszonyok által meghatározott értékeinek ismeretére is. A következőkben ezeket vizsgáljuk meg.

4.1.3. Hő- és nedvességterhelés

A klimatizálandó tér légállapotát az egyszerűség kedvéért jellemezzük most csak a hőmérséklettel és a relatív páratartalommal. Nyilvánvaló, hogy ezek az értékek egy zárt térben az ott végzett tevékenységek következtében nem maradnak állandók, csökkenhetnek, de növekedhetnek is. A zárt térben időegység alatt keletkező, oda bejutó vagy onnan távozó hőmennyiséget a tér hőterhelésének, a gyakorlatban inkább csak keletkező nedvességet pedig nedvességterhelésnek nevezzük. Mindkettő előjeles mennyiség tehát, pozitívnak tekintjük a keletkező, bejutó értéket. A hő- és nedvességterhelést természetesen egyrészt belső, másrészt külső paraméterek befolyásolják.

A belső jellemzők:

- az ember hőháztartása;
- világítás;
- gépek, berendezések által leadott hő;
- meleg felületek hőleadása;
- víz párolgását okozó folyamatok (emberek, növények).

A külső befolyásoló tényezők többnyire az időjárási körülmények:

- a külső levegő hőmérséklete;
- páratartalma (köd, dér, pára, jég);
- sebessége (szél);
- a Nap és egyéb sugárzó felületek hatása.

Az emberi szervezetben az anyagcsere-folyamatok miatt mindig hő fejlődik. Ahhoz, hogy a test hőmérséklete ne változzék, ezt a hőt le kell adni. A különböző tevékenységek során leadott mennyiségeket az 4.1.2. táblázat szemlélteti. Ez a hőleadás normál környezeti viszonyok között konvekció vagy sugárzás útján történik.

Tevékenység	Hőleadás kJ/h
fekve (nyugalomban)	336
ülve (irodai munkát végezve)	415
ülve (fizikai munka közben)	520
közepes fizikai munka során	1043
nehéz fizikai munka közben	1470

4.1.2. táblázat: Emberi hőleadás értékei

Megjegyezzük azonban, hogy a hőleadás nagysága függ még a ruházattól, légsebességtől, relatív páratartalomtól is. Járművekben az emberek elsősorban ülni szoktak, így ez elsősorban csak nagy létszámú utasterekben tekinthető jelentősnek (vasút, repülő, busz, villamos).

Amennyiben magas a környezeti hőmérséklet, akkor konvekció útján kevés hő vihető el, az ember izzadni kezd, vagyis a hőt párolgás révén igyekszik leadni. Ha a páratartalom is magas a környezetben, akkor ilyen módon sem tud megszabadulni a felesleges hőtől, komfortérzete erősen és gyorsan romlik, majd hőségütöt kap. Az ember nedvességleadását a hőmérséklet függvényében a 4.1.3. táblázatban adtuk meg.

Léghőmérséklet, °C	16	18	20	22	24	26	28	30	32
Páraleadás g/h/fő	30	33	38	47	58	70	85	108	116

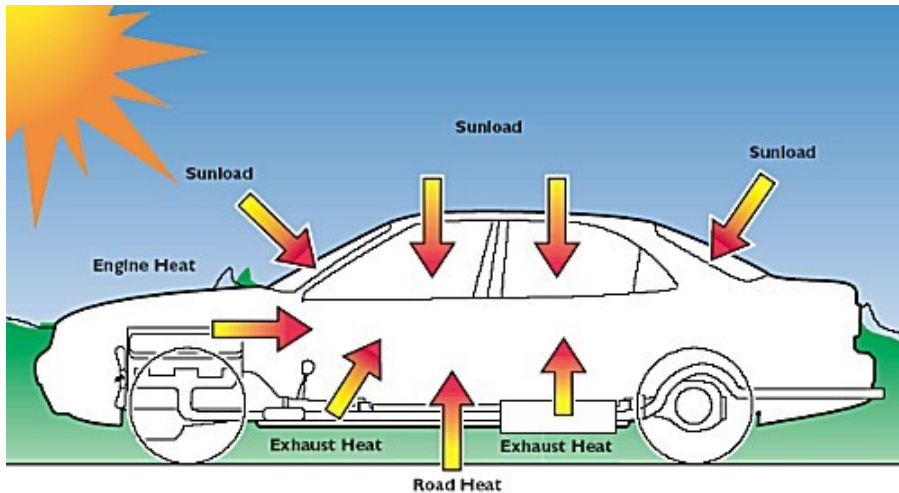
4.1.3. táblázat: Emberi páraleadás értékei

Nevdességterhelést jelent továbbá az esős időben az utastérbe bekerülő nedves ruhákból, esernyőről elpárolgó víz mennyisége is.

A világítótestek teljesítményének egy igen jelentős hányada a használat során hővé alakul. Hagyományos izzók esetén ez a névleges teljesítmény 95%-a, az energiatakarékos, halogén, és LED-es technikák ennél jobbak. Figyelembe véve egy adott tér fényigényét, ez a hő épületek helyiségeiben igen jelentős is lehet. Ugyanakkor járművekben a vasúti kocsikat leszámítva ennek nincs nagy jelentősége.

A gépek, berendezések, meleg felületek hőleadása alatt a klímatechnikában általában a térben levő elemektől származó hőt értik. A járművek utasok számára rendelkezésre álló tereiben – az utasok által esetlegesen használt laptopoktól eltekintve – ilyen gépek, berendezések nem nagyon vannak.

A belső oldalról származó terhelés után vizsgáljuk meg a külső tényezőket. Mint említettük, ezek jó része a külső időjárási körülményektől, a határoló szerkezetek hőellenállásától és napsugárzást visszaverő hatásától függ. Nyilvánvaló, és igen komoly hőterhelést jelent minden földi jármű számára a Nap sugárzása, az útpálya által a jármű felé sugárzott hő. A Nap sugárzása az elhagyhatatlan ablakokon keresztül, az útpálya meleg felületének sugárzása pedig közvetetten a padló felmelegedése és konvekció útján jut a belső térbe. Hasonlóan konvekcióval származhat hő az utasfülkék környezetében levő gépektől, berendezésektől, mint pl. a gépjármű motorjától, vagy az utastér alatt elvezetett kipufogóvezetékéből, vasúti kocsik padlója alatt elhelyezett hőt is termelő berendezésekből, stb. A Nap sugárzásának kitett zárt személyautóban egy meleg nyári napon akár 65-70°C is ki tud alakulni! Hasonlóan kritikus helyzet lehet a nyílt pályán baleset miatt a nyári forróságban veszteglő személyvonat vagonjaiban.



forrás: mistermatic.co.uk

4.1.5. ábra: Gépjármű hőterhelése

Téli időszakban azonban, a külső alacsony hőmérséklet és napsugárzás hiánya miatt nem hőnyereség, hanem hőveszteség jelentkezik a térben. A bent levő utasokból felszabaduló hő igen könnyen elvész a tömítetlenségeken keresztül vagy hőátadás útján. Repülőgépek utastereiben, nyári melegben történő felszállást feltételezve, indulás előtt, a kifutópályán a már zárt térben a belső hőfejlődés és a külső sugárzás révén igen magas hőmérsékletek tudn(án)ak kialakulni. Utazómagasságban viszont, még szikrázó napsütésben is -50°C van kinn, ami nyilván nagy hőveszteséget jelentene az utastérben ülők szempontjából.

Mindezek után a teljes hőterhelés általánosan a következő formában írható:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{\text{belső}} + \dot{Q}_{\text{konvekció}} + \dot{Q}_{\text{sugárzás}} \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{h}} \right] \quad (4.1.6)$$

A nedvességterhelés:

$$\dot{W} = \dot{W}_{\text{belső}} \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] \quad (4.1.7)$$

4.1.4. A szellőző levegő állapotának és mennyiségének meghatározása

A keletkező hő- és nedvességterhelést a szellőző levegőnek kell felvenni és elszállítani. A szellőző levegő mennyiségét \dot{m}_{szell} -lel jelölve írható tehát, hogy:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{szell} \cdot \Delta i \quad \text{és} \quad \dot{W} = \dot{m}_{szell} \cdot \Delta x \quad (4.1.8)$$

vagyis

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{W}} = \frac{\Delta i}{\Delta x} \quad (4.1.9)$$

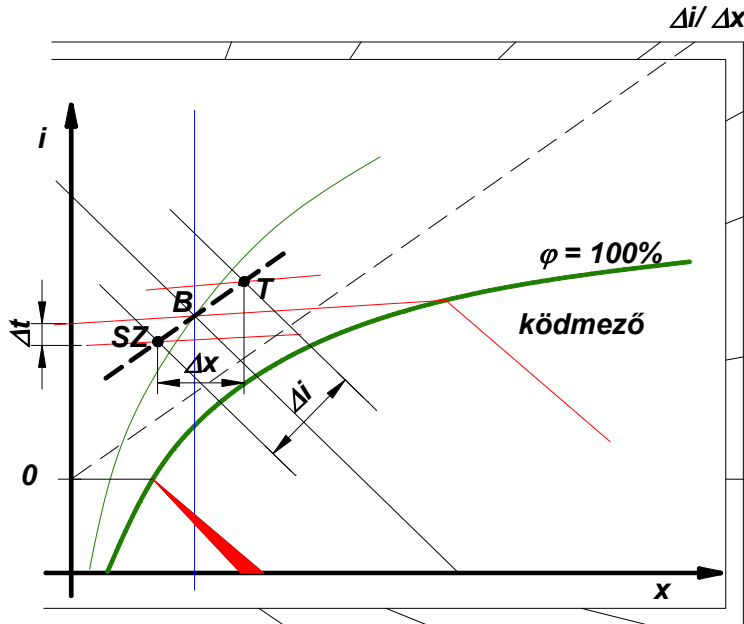
Tehát a szellőző levegő klimatizált térben végbemenő szükséges állapotváltozásának irányát ($\Delta i/\Delta x$) a hő- és nedvességterhelés ismeretében meg lehet határozni. A hő- és nedvességterhelés tárgyalása során láttuk, hogy a hőterhelés egy jelentős része a külső körülményekből származik. Ez a rész nyáron általában hőnyereséget télen pedig hőveszteséget jelent. Nyáron tehát a hő- és nedvességterhelés is jellemzően pozitív, így a szellőző levegő állapotváltozásának iránytangense is pozitív. Télen viszont, ha a hőveszteség nagyobb, mint a belső hőnyereség, akkor az iránytangens negatív.

Jelölje B a klimatizálandó térben megkívánt átlagos légállapotot (4.1.6. ábra). Ahhoz, hogy a szellőző levegő a hő- és nedvességterhelést el tudja vinni, állapotának a B ponton átmenő $\Delta i/\Delta x$ meredekségű egyenesen rajta kell lenni. A térbe bejuttatandó szellőző levegő légállapotát (SZ) meghatározó egyik kritérium az, hogy az előírások szerint – egészségügyi okok figyelembevételével – a szellőző levegő hőmérséklete hűtés esetén max. $\Delta t=5-7^\circ C$ -kal lehet alacsonyabb, fűtés esetén pedig max. $\Delta t=8-10^\circ C$ -kal magasabb a benti (t_B) hőmérsékletnél. A klimatizált térből távozó levegő állapota (T) is a $\Delta i/\Delta x$ meredekségű egyenesen kell legyen, mégpedig úgy, hogy SZ és T között pontosan Δi és Δx legyen. A szellőző levegő szükséges mennyiségét a korábban felírt kifejezések bármelyikéből meg lehet határozni (értelemszerűen ugyanazt az eredményt adják):

$$\dot{m}_{szell} = \frac{\dot{Q}}{\Delta i} = \frac{\dot{Q}}{(i_T - i_{SZ})} \quad (4.1.10)$$

vagy

$$\dot{m}_{szell} = \frac{\dot{W}}{\Delta x} = \frac{\dot{W}}{(x_T - x_{SZ})} \quad (4.1.11)$$



4.1.6. ábra: A szellőző levegő mennyiségének meghatározása (nyári állapot)

Mint látható, a szellőző levegő mennyiségét a távozó légállapot is befolyásolja. A távozó levegő állapota függ a szellőző levegő befűvási rendszerétől, a keveredés intenzitásától és helyétől. A kilépő levegő paramétereinek meghatározásában a befűvő rendszerek elemeihez tartozó katalógusok, számítógépes programok nyújtanak segítséget, melyekkel a szükséges levegő mennyisége már kiszámítható. (Amennyiben a befűjt szellőző levegő gyorsan keveredik a zárt tér levegőjével, és a keveredés – és a hő- és nedvességterhelés nagy részének felvétele – után jut az emberekhez, akkor a távozó levegő is a belső légállapotnak felel meg. A másik jellegzetes eset, amikor a befűjt szellőző levegő állapota megegyezik a megkívánt állapottal. A befűtés után a szellőző levegő rögtön „találkozik” az emberekkel, és csak ez után veszi fel a hő- és nedvességterhelést. A levegőmennyiséget tehát ezeknek megfelelően szükséges meghatározni.)

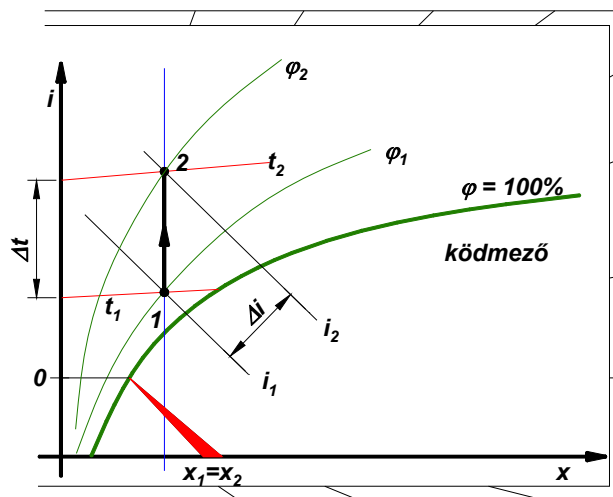
4.1.5. A klímaberendezésben megvalósítandó folyamatok

Az eddig elmondottak alapján meghatározható a belső, komfortot jelentő légállapot, valamint az ennek előállításához szükséges szellőző levegő légállapota is. Ismerve a kültér légállapotát, meghatározhatók azok a szükséges légkezelési feladatok is, amelyek révén a külső levegő a szellőző levegő állapotába jutva, klimatizálásra alkalmassá válik. Ezek a folyamatok a következők:

- fűtés;
- hűtés;
- nedvesítés;
- szárítás;
- keverés a klimatizált térből visszaszívott levegővel.

Ezekon kívül a rendszer természetesen a levegő szűrését és elosztását is elvégzi.

A fűtést a legtöbb esetben felületi fűtőberendezéssel, hőcserélővel valósítják meg. A hűtés felületi hűtő vagy nedves hőcsere révén, a nedvesítés víz vagy gőz bepermetezésével, a szárítás ad- és abszorpciós szárítóberendezésekkel vagy hűtve szárítással oldható meg. A keverést a klímaberendezés elején zsaluk segítségével a keverőtérben végzik el. Nézzük meg ezeket a folyamatokat részletesebben is. Az 1-es index mindig a folyamat kiindulási pontját, a 2-es index a folyamat végét jelöli.



4.1.7. ábra: Fűtés

Fűtés

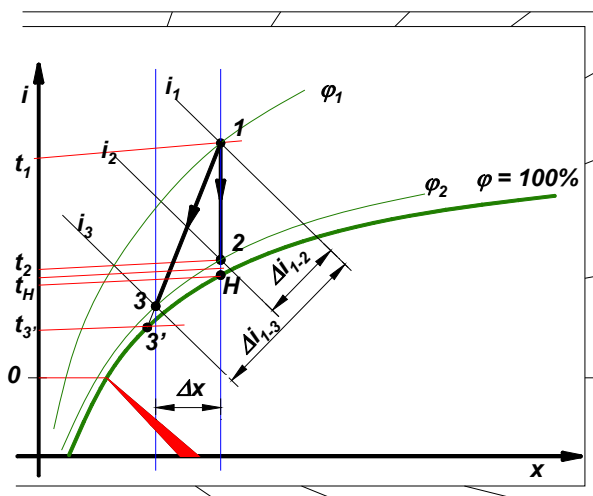
Amennyiben a levegő melegítése felületi fűtőberendezéssel történik, a levegő abszolút nedvességtartalma állandó marad, az állapotváltozás iránytangense $+\infty$ (4.1.7. ábra). Nő a hőmérséklet, csökken a relatív páratartalom, tehát a levegő relatíve szárazabb lesz. A fűtéssel bevitt hőmennyiség:

$$\dot{Q}_{fűű} = \dot{m}_{szell} \cdot (i_2 - i_1) \cong \dot{m}_{szell} \cdot c_p \cdot (t_2 - t_1) \quad (4.1.12)$$

ahol c_p a szellőző levegő állandó nyomáson vett fajhője.

Felületi hűtés, hűtve szárítás

Felületi hűtés során a levegő egy hűtőközeget tartalmazó csőrendszer csövei között áramlik. A közvetlenül a csövek mellett elhaladó levegő a csőfal felületére képes lehűlni, az attól távolabbi közegrészek ennél magasabb hőmérsékletűek. Adott állapotú levegő harmatponti hőmérsékletén azt értjük, amelyen állandó x mellett hűtve telítetté válik. Ha a hűtőcső felülete a harmatponti hőmérsékletnél (t_H) nagyobb, akkor a felületi hűtővel a levegő állandó abszolút nedvességtartalom mellett hűthető (1-2 folyamat), eközben hőmérséklete, entalpiája csökken, relatív nedvességtartalma nő (4.1.8. ábra). A hűtés folyamatának véghőmérsékletét (t_2) a hőmérsékleti viszonyok, a hőátadási tényező, a levegő hőcserélőben való tartózkodásának ideje, stb. befolyásolja, de az érték mindig magasabb a hűtő levegőoldali felületének hőmérsékleténél.



4.1.8. ábra: Felületi hűtés esetei

Amennyiben a felületi léghűtő felülete alacsonyabb hőmérsékletű, mint a levegő harmatponti hőmérséklete (pl. t_3'), akkor a hűtőcső mellett áramló levegőből nedvesség válik ki, mely a csövön lefolyik (felfogásáról gondoskodni kell). A levegő nem csak hűl, de ettől kezdve szárad is. Ez a hűtve szárítás esete. A csőtől távolabb áramló közeg a cső mellett áramlóval (melynek hőmérséklete t_3') keveredve alakítja ki a levegő átlagos hőmérsékletét. A telített állapot ezért a gyakorlatban nem nagyon érhető el (a végállapot ebben az esetben sincs a telítési vonalon, hanem pl. a 3 pontban). A klímaberendezések felületi hűtője általában a hűtőrendszer elpárolgatójával azonos. A hűtőfolyadék legalacsonyabb javasolt hőmérséklete 0°C felett van, hogy a csöveken a deresedést elkerüljék. A kicsapódó nedvesség:

$$\dot{m}_{\text{vöz}} = \dot{m}_{\text{szell}} \cdot (x_1 - x_3) \quad (4.1.13)$$

A hűtésre fordított energia, a hűtőtéljesítmény:

$$\dot{Q}_{\text{hüt}} = \dot{m}_{\text{szell}} \cdot (i_1 - i_2) \quad (4.1.14)$$

vagy

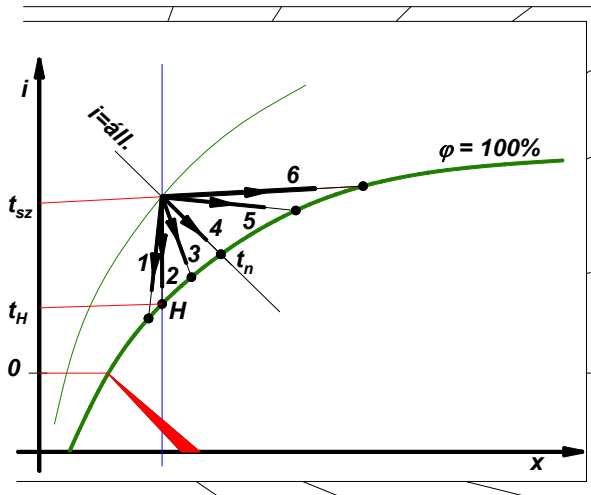
$$\dot{Q}_{\text{hüt}} = \dot{m}_{\text{szell}} \cdot (i_1 - i_3) \quad (4.1.15)$$

Nedves hőcsere

A levegő hűtésének egyik lehetséges, és stabil klímaberendezésekben előszeretettel alkalmazott módszere a nedves hőcsere, mely a levegő és víz közvetlen érintkezése révén valósul meg. A klímaberendezés ún. légmosó vagy nedvesítő kamrájában az átáramló levegőbe egyen- vagy ellenáramúan vizet porlasztanak be. A beporlasztott víz mennyisége lényegesen nagyobb, mint amennyit a levegő fel tudna venni, így a felesleg a kamra alján a gyűjtőtankban gyűlik össze.

A kamrában egyidejűleg hő- és nedvességcsere is lezajlik. A beporlasztott vízcseppekre tapadó levegőrészecskék a vízzel azonos hőmérsékletű telített állapotba kerülnek, (állapotukat i - x diagramban a telítési vonal és a víz hőmérséklet-vonalának metszéspontjaként kapjuk meg). Ezek a levegőrészecskék a felületről eltávozva keverednek a többi levegőrészecskével, és létrehoznak egy átlagos hőmérsékletet. Elméletileg a levegő képes lenne felvenni a bepermetezett víz hőmérsékletét, a valóságban azonban számos ok miatt ez nem valósul meg. Ugyanakkor elmondható, hogy az állapotváltozás az eredeti légállapotnak megfelelő pont, és a víz állapotát

jelző pontot összekötő egyenesen van. Az állapotváltozás iránya a beporlasztott víz hőmérsékletétől függ, a meredekség értéke pontosan a beporlasztott víz entalpiájával egyenlő. Az egyes eseteket a 4.1.9. ábra szemlélteti.



4.1.9. ábra: A nedves hőcsere esetei

Az 1 jelű állapotváltozáshoz a harmatpontinál alacsonyabb hőmérsékletű vizet kell bepermetezni. A hőmérséklet, az entalpia, és az abszolút nedvességtartalom csökken, a relatív nedvességtartalom nő, a levegő hűl és szárad. Az abszolút nedvességtartalom csökkenése úgy megy végbe, hogy a relative hideg víz felületére rácsapódik a levegő nedvességtartalmának egy része, és az a vízcseppekkel együtt az alsó gyűjtőtálcába távozik. A tankba tehát több víz hullik vissza, mint amennyit beporlasztottunk.

A 2 jelű állapotváltozás harmatponti hőmérsékletű víz segítségével érhető el. Ekkor az abszolút nedvességtartalom nem változik, a többi paraméter az előzőhöz hasonlóan alakul.

A 3 jelű állapotváltozás létrehozásához a harmatponti hőmérsékletnél melegebb, de az adott légállapothoz tartozó nedves hőmérsékletnél kisebb hőmérsékletű vizet kell a légmosó kamrában a levegőbe porlasztani. Itt az x értéke már nő, a többi paraméter továbbra is csökken.

Az eddig tárgyalt állapotváltozások során a gyűjtőtankba visszajutó víz mennyisége nőtt vagy csökkent, de hőmérséklete biztosan emelkedett, hiszen a levegő entalpiája ennek árán csökkenhetett. A víz hőmérsékletének szinten tartása érdekében ezekben az esetekben a tankban levő víz hűtésére van szükség.

A 4 jelű esetben a beporlasztott víz hőmérséklete megegyezik a levegő nedves hőmérsékletével. Az állapotváltozás közel állandó entalpia mellett megy végbe, az abszolút nedvességtartalom és a relatív nedvességtartalom növekszik, a hőmérséklet csökken. Mivel ebben az esetben a víz párolgása során a vízben keletkező hővesztéséget a levegőtől felvett konvekciós hő pontosan fedezi, így a víz hőmérséklete nem változik, megmarad a t_n értéken. Nincs szükség sem a víz hűtésére, sem fűtésére, ezért ezt az állapotváltozást adiabatikus nedvesítésnek is nevezik. A klímaberendezés szempontjából ez a legenergiatakarékosabb – levegő hőmérsékletének csökkenésével járó – nedvesítési mód.

Az 5-össel jelölt állapotváltozásnál a bepermetezett víz hőmérséklete a levegő száraz és nedves hőmérséklete közé esik. Így az entalpia az abszolút és relatív nedvességtartalom nő, a száraz hőmérséklet csökken.

A 6 jelű állapotváltozás esetén a levegő száraz hőmérsékletével azonos a bepermetezett víz hőfoka. Az állapotváltozás folyamán a hőmérséklet nem változik, a relatív és abszolút nedvességtartalom és az entalpia is nő. Megjegyezzük, hogy egyes klímaberendezésekben lehetőség van a levegőt vízgőzzel nedvesíteni. Az állapotváltozás irántangensét ebben az esetben is a bepermetezett közeg entalpiája határozza meg. Környezeti nyomású 100°C-os telített gőz entalpiája $i = 2675 \text{ kJ/kg}$, 10 bar nyomású 186°C-os gőzre $i = 2777 \text{ kJ/kg}$. Látható, hogy a gyakorlatban használható gőz entalpiája relatíve szűk tartományban változik. Ezek az entalpiák tulajdonképpen a száraz hőmérséklet vonalaival párhuzamos állapotváltozást tesznek csak lehetővé (ld. 6 jelű vonal).

(Itt jegyezzük meg azt is, hogy a valóságban az állapotváltozások – az adiabatikus nedvesítéstől eltekintve – nem a rajzolt egyenesek mentén mennek végbe. A pontos irány a bepermetezés tökéletességétől, időtartamtól és módjától is függ.)

Szárítás egyéb módjai

A légtechnika területén többfajta szárítóberendezést is alkalmaznak számos helyen (pl. adszorpciós és abszorpciós elven működő változatok). Ezeket azonban a járműklímákban nem nagyon alkalmazzák, mert a levegő szükséges szárítását a jellemzően előforduló téli és nyári viszonyok között akár hűtés és fűtés révén is meg lehet valósítani. Így ezekről a berendezésekről nem foglalkozunk.

Különböző állapotú nedves levegő keverése

A keverék állapotának meghatározásához abból indulhatunk ki, hogy a rendszerben az összentalpia és az összes nedvesség nem változik. A kü-

lönböző légállapotú és mennyiségű levegőket 1-es és 2-es indexel jelölve írható, hogy:

$$\begin{aligned}\dot{m} \cdot i &= \dot{m}_1 \cdot i_1 + \dot{m}_2 \cdot i_2 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) \cdot i \rightarrow \\ i &= \frac{\dot{m}_1 \cdot i_1 + \dot{m}_2 \cdot i_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2}\end{aligned}\quad (4.1.16)$$

$$\begin{aligned}\dot{m} \cdot x &= \dot{m}_1 \cdot x_1 + \dot{m}_2 \cdot x_2 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) \cdot x \rightarrow \\ x &= \frac{\dot{m}_1 \cdot x_1 + \dot{m}_2 \cdot x_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2}\end{aligned}\quad (4.1.17)$$

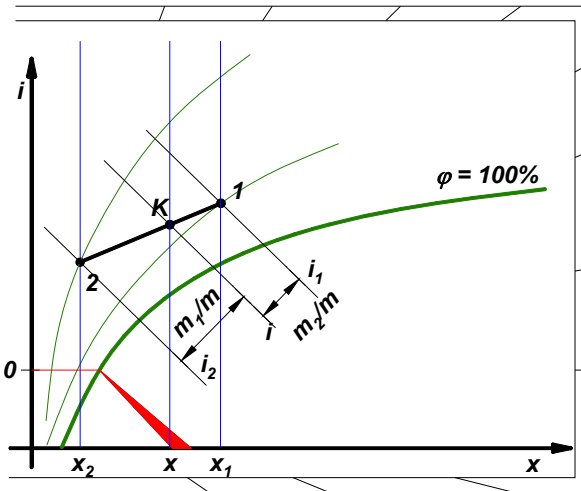
Kifejtés és átrendezés után:

$$\begin{aligned}\dot{m}_1 \cdot i_1 + \dot{m}_2 \cdot i_2 &= \dot{m}_1 \cdot i + \dot{m}_2 \cdot i \rightarrow \\ \dot{m}_1(i_1 - i) &= \dot{m}_2(i - i_2) \rightarrow \\ \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} &= \frac{(i - i_2)}{(i_1 - i)}\end{aligned}\quad (4.1.18)$$

$$\begin{aligned}\dot{m}_1 \cdot x_1 + \dot{m}_2 \cdot x_2 &= \dot{m}_1 \cdot x + \dot{m}_2 \cdot x \rightarrow \\ \dot{m}_1(x_1 - x) &= \dot{m}_2(x - x_2) \rightarrow \\ \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} &= \frac{(x - x_2)}{(x_1 - x)}\end{aligned}\quad (4.1.19)$$

A kifejezésekből látszik, hogy egyrészt a keverék légállapota az i - x diag-
ramban a két légállapotot jelölő pont közötti egyenesen fekszik, másrészt
a karok aránya a közegmennyiségekkel fordítottan arányos (4.1.10 ábra).

A gyakorlatban a klímaberendezések a legtöbb esetben kevert levegővel
dolgoznak. Minél több ugyanis a térből visszaszívott levegő mennyisége,
annál kisebb a klimatizálás energiaigénye, hiszen a már egyszer kezelt
közeget nem kell újra hűteni vagy fűteni. A keverési arányt a friss levegő
igény határozza meg. Vannak azonban olyan esetek, amikor a gazdasá-
gossági megfontolások ellenére nem lehet visszaszívott levegővel dolgoz-
ni (dohányfüst, egyéb szennyezőanyag, konyhai szagok, stb. a levegő-
ben).



4.1.10. ábra: Nedves levegő keverése

4.2. A klímaberendezésekről általában

A klímaberendezések kialakításukat tekintve igen sokfélék lehetnek. E fejezetben az általánosan elterjedt jelentősebb megoldásokat mutatjuk be röviden, utalva azok járművekkel kapcsolatos esetleges jellemzőire.

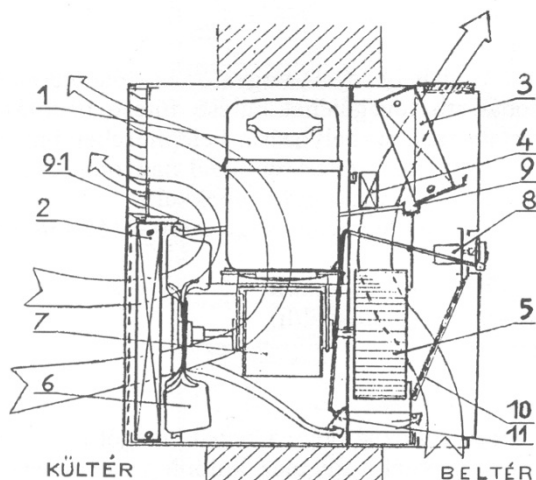
Mint láttuk a bevezetőben a klímarendszerek feladata a levegő összes fontosabb jellemzőjének a szabályozott változtatása. Az összes jellemzőt változtatni képes berendezést *teljes klímaberendezésnek* nevezik. Ezek lehetnek *hermetikusak* (pl. tengeralattjárókon) vagy *nyitottak*. A hermetikus rendszerek teljesen zártak, a felszabaduló káros gázokat (pl. emberek kilégzéséből származó szén-dioxid) abszorberekben megkötik a szükséges oxigént pedig külön pótolják. A nyitott rendszerben a mindez a friss levegővel megoldható.

Sok esetben az összes helyett elegendő csak a levegő egyes paramétereit (legtöbbször a hőmérsékletét) változtatni. Az ilyen berendezéseket *félklímának* hívják. Ezek sokkal szélesebb körben terjedtek el, mert kevésbé bonyolult szerkezetűek és lényegesen olcsóbbak. A felhasználási terület jellege szerint készítik kifejezetten téli vagy nyári üzemre használható, és kombinált (téli-nyári átváltási lehetőséggel rendelkező) típusokat is.

A klímarendszer elhelyezése tekintetében megkülönböztetünk *egyedi* (helyi) vagy *központi* kialakítást. A helyi telepítésű készülékeket ott alkalmazták, ahol nincs igény vagy lehetőség a központi rendszer kiépítésére

(pl. vasúti kocsiknál) vagy ha a központi rendszerre csatlakozás nem kivitelezhető (pl. belvízi hajók mozgatható kormányállása) vagy nem gazdaságos (pl. olyan hajókon, ahol a fedélzeti háztól távol – pl. az orrban – is van klimatizálendő helység). Az egyedi készülékek jobban igazodnak az esetlegesen eltérő helyi igényekhez, de a sok különálló elem drága, összességében nagy tömegű (hajókon szempont lehet!), sok helyet foglal. Ugyanakkor jó megoldás lehet régebbi építésű hajók, vasúti kocsik korszerűsítésénél. Az egyedi klímakészülékek beépített hűtőgépes kivitelűek (ablak-klímák, klímasekrények, osztott klímák). A hűtőgép nélküli ún. klímakonvektorok (ventilátoros vagy indukciós) a központilag kiépített klímarendszer egyedi légbevezető elemei.

Az ablak-klíma készülékek kisebb terek klimatizálására alkalmas, egyszerű olcsó eszközök. A berendezés vázlatát a 4.2.1. ábra mutatja.

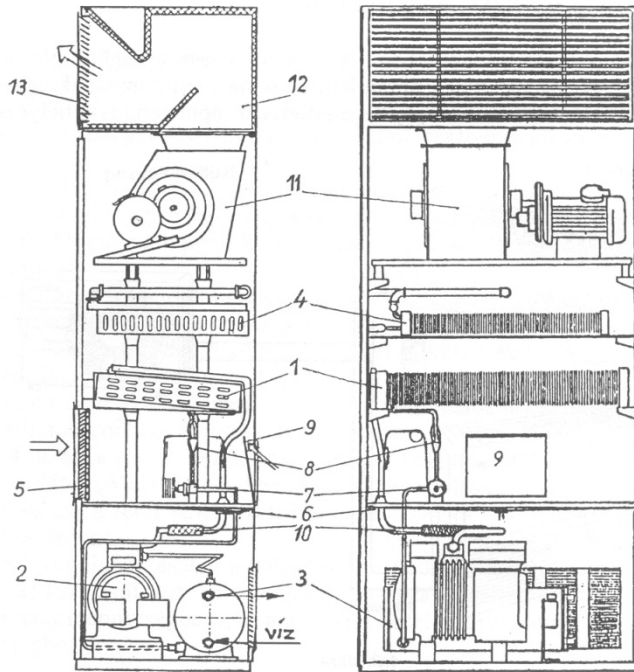


forrás: [4.3]

4.2.1. ábra: Ablakklíma

Jelmagyarázat: 1-hűtőkompresszor; 2-légűtésű kondenzátor; 3-hűtőtest; 4-fűtőtest; 5-keringtető ventilátor (radiális); 6-hűtőventilátor (axiális); 7-ventilátor motor; 8-hőfokszabályozó; 9 és 9-1-cseppvízgyűjtő és -elvezető; 10-levegőszűrő; frisslevegő csappantyú

A készülék tulajdonképpen egy hűtőberendezés, melynek elpárologtatója a beltérben, kondenzátora és egyéb elemei pedig a kültérben vannak. A berendezés csak a levegő hőmérsékletét tudja változtatni (hűteni) és az abszolút nedvességtartalmat hűtve szárítás révén csökkenteni. A berendezés mindössze csak elektromos csatlakozást igényel, mert ebben a kialakításban a kompresszort szokásosan egy villanymotor hajtja.



forrás: [4.3]

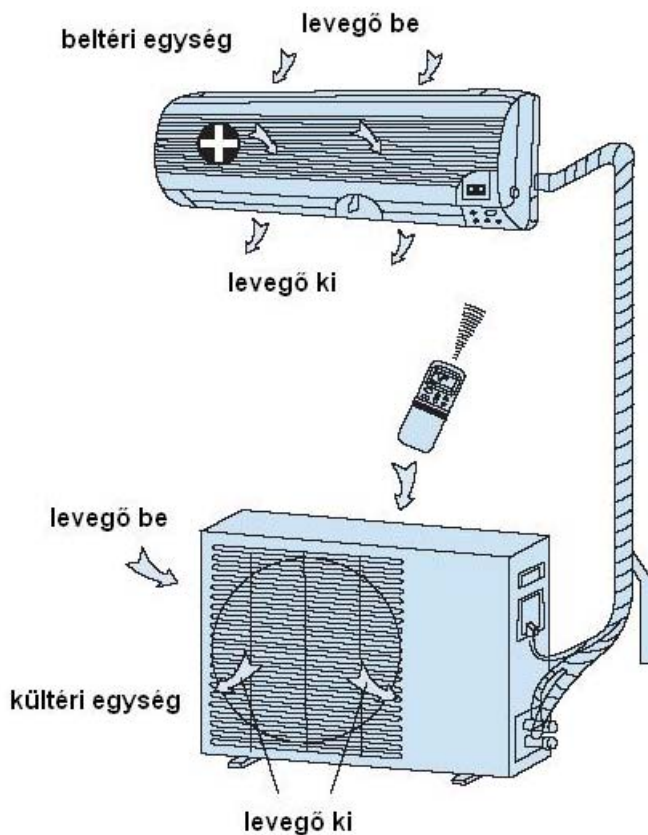
4.2.2. ábra: Klímaszekrény

Jelmagyarázat: 1-elpárolgató; 2-kompresszor; 3-vízhűtésű kondenzátor; 4-fűtő hőcserélő; 5-beszívórács szűrővel; 6-csappvíz gyűjtőtálca; 7-termostatikus adagoló szelep; 8-hűtőközeg elosztó; 9-frisslevegő csappantyú; 10-rugalmas közdarab; 11-ventilátor; 12-zajcsillapító; 13-kifűvórács

A klímaszekrény (4.2.2. ábra) már nagyobb terek levegőjének hűtésére, fűtésére, tisztítására, keringetésére és esetenként a nedvességtartalom változtatására is alkalmas berendezés. A közeg fűtésére általában melegvízes vagy gőzzel működő felületi hőcserélőt használnak, hűtőgép-rendszerük kondenzátora pedig vagy vízűtéses vagy hagyományos léghűtéses kialakítású. A nedvesítést elektromos fűtőtest segítségével elpárolgatótattal vízzel oldják meg, de ez az elem nem minden kialakításnál található meg. A nagyobb teljesítményű klímaszekrények akár több helyiséget is ki tudnak szolgálni, ehhez azonban légszatórnákra van szükség. Ekkor már központi klímáról beszélhetünk.

Az osztott klímakészülék (split-klíma) működési elvét tekintve az előzőekkel azonos, felépítését illetően viszont két vagy több egységből áll. Mindig van egy kültéri (a klimatizálandó téren kívüli) egység, amely tar-

talmazza a hűtő rendszer elemeit az elpárologtató, azaz a felületi hűtő kivételével. A beltéri egység a felületi hűtőt, levegőkeringető ventilátort szabályozót és szűrőket tartalmazza. A beltéri egységből több is lehet, ekkor multi-split klímának hívják a rendszert, és ez megint tekinthető egyfajta egyszerű központi rendszernek is.



forrás: dospel.com

4.2.3. ábra: Split klíma

Fontos azonban megállapítani, hogy a split klímák nem biztosítják a térszellőzést, légcseréjét, hiszen nem a kültér, hanem mindig a belső, és csak a belső tér levegőjét kezelik. A klímaszekrény esetén ez megoldható, ha a készülék nem a klimatizált térben van elhelyezve, hanem azon kívül, és a kezelt levegőt légcsatornán keresztül juttatja el a megfelelő helyre. Mint láttuk, az ablak-klímánál is van egy alsó csappantyú, amellyel friss levegőt lehet beengedni. A felsorolt egyedi klímaeszközök rendszerint félklíma berendezések. A ventilátoros vagy indukciós

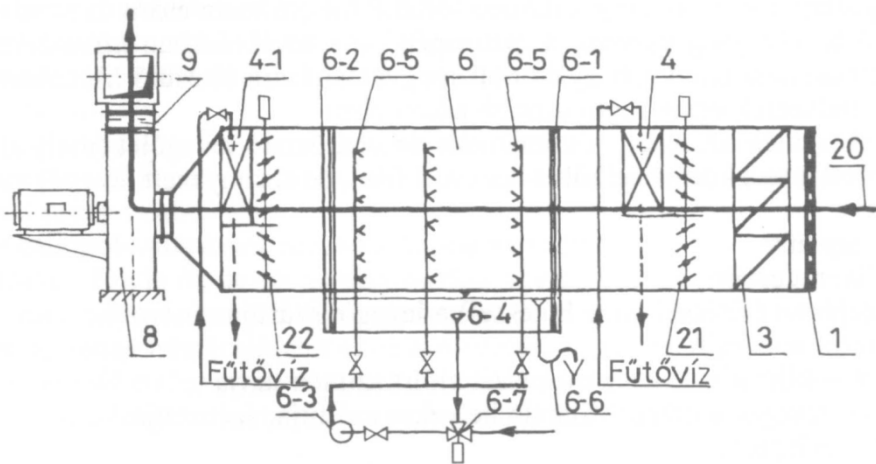
klímakonvektorokkal a központi egységeknél foglalkozunk.

A központi rendszerekben a klimatizált helyiségbe bejuttatott hőhordozó fajtája szerint megkülönböztetünk *levegős*, *hűtőközeget* és *vizes* rendszert. A központi, levegő hőhordozó közeges klímarendszer kialakításánál a levegő állapotát változtatni képes összes légtechnikai berendezést egy blokkban helyezik el és a klimatizálandó terekbe már csak az előkészített levegőt vezetik be. Az ilyen rendszerekben a hőhordozó a kezelt levegő, a helyiségben tehát levegőhűtés vagy –fűtés valósul meg. A rendszerek egy vagy két légszűrővel kialakításúak. Az egyszűrős esetben a klímaközpont által előállított kezelt levegőt egy fővezetékéről leágazva minden egyes térbe eljuttatják. Ezzel az egyes terek esetlegesen különböző hő- és nedvességterhelését azonban nem lehet kielégítően elvinni. Teljesen egyedi szabályozást a kétcsatornás rendszerek tudnak biztosítani. Ezeknél a klimatizálandó terekhez a rendszerben szükséges leghidegebb és annál melegebb közeget vezetnek a két csatornán. A helyiségekben található szabályozó elemmel beállítható, hogy a helyiség előtt a csatornarendszerbe épített keverőelosztóban milyen arányban keveredjen a kétfajta állapotú levegő. Az egyedi igények kielégítése mellett a két párhuzamos vezeték miatt ez a legdrágább kialakítású rendszer. A rendszerben alkalmazott levegő sebessége (nyomása) alapján a rendszer lehet *hagyományos* vagy *nagysebességű* (*nagynyomású*) rendszer. A hagyományos változatnál a közeg relatíve kis sebességgel áramlik, így a szükséges szellőzőlevegőmennyiség szállításához nagy keresztmetszetű csatornákra van szükség. Ezek álmennyezet feletti elhelyezésére sok esetben fizikailag sincs lehetőség, és igen drága is lenne. Ezért nagy terek klimatizálásához kisebb csatorna keresztmetszeteket és nagy teljesítményű ventilátorok által nagy sebességgel (akár $15-20\text{ m/s}$) áramoltatott levegőt használnak. A nagy sebesség azonban zajhatással jár, így ezeknél a csőhálózatot zaj ellen is kell szigetelni.

A központi rendszerek az egyedi kialakításhoz képest előnyök gazdasági szempontok, helyigény és tömeg szempontjából is, de az egyedi igényeket nem tudják olyan jól kielégíteni.

A levegő hőhordozós központi rendszerek egyik fő eleme a központi klímaberendezés. A központi egység lehet csak friss, vagy friss és visszaszívott levegővel dolgozó, és lehet nedves vagy felületi hőcserés kivitelű.

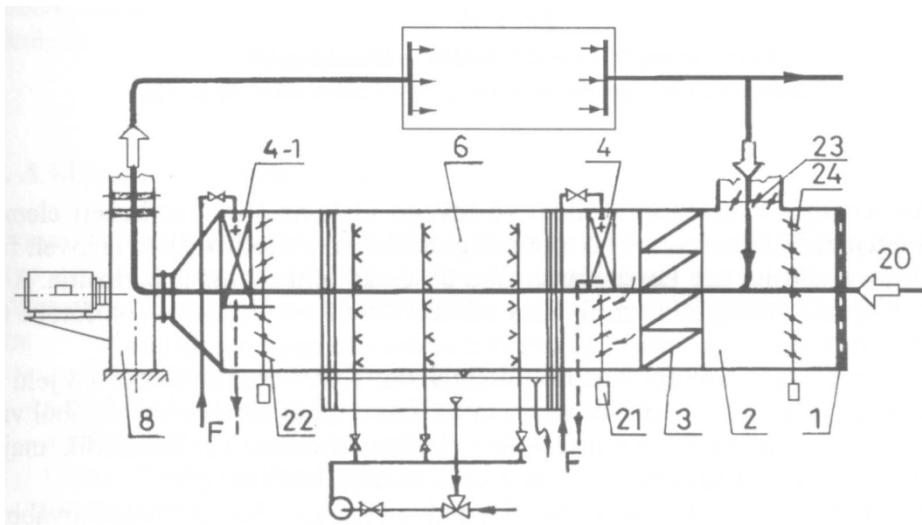
A következő három ábrán ilyen központok jellegzetes kialakításai láthatók. A jelmagyarázat mindhárom ábrához ugyanaz.



forrás: [4.3]

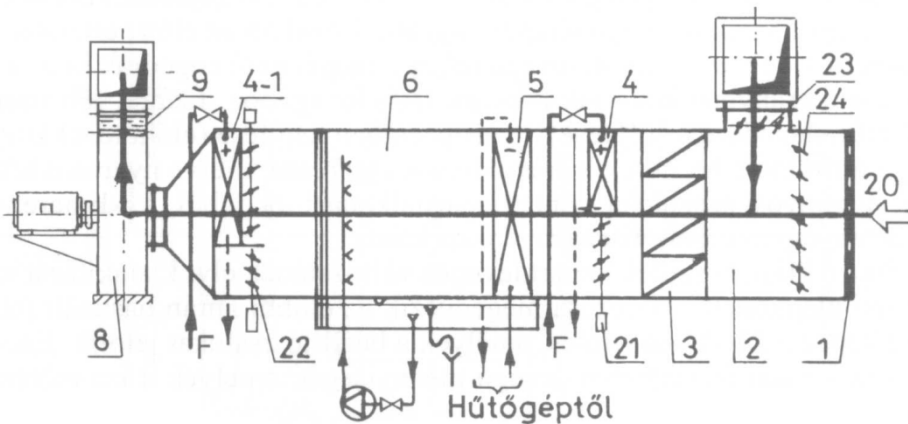
4.2.4. ábra: Friss levegős, nedves hűtésű klímakészülék

Jelmagyarázat: 1-beszívó rács; 2-keverő elem; 3-szűrők; 4-előfűtő-hőcserélő; 4-1-utófűtő hőcserélő; 5-felületi hűtő hőcserélő; 6-légmosó; 6-1 és 6-2-elő- és utó-cseppleválasztó; 6-3-légmosó szivattyúja; 6-4-vízgyűjtő tank; 6-5 vízporszó keret porlasztórózsákkal; 6-6 túlfolyó; 6-7- háromjáratú keverőszelep; 8-ventilátor; 9-rezgéscsillapító közdarab; 21 és 22- zsalusor, 23 és 24-keverőzsaluk.



forrás: [4.3]

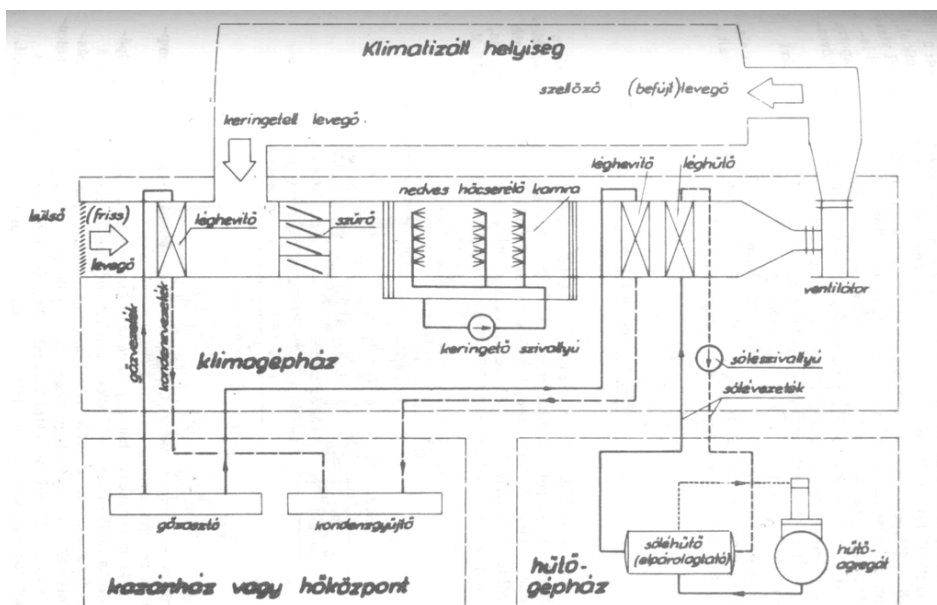
4.2.5. ábra: Kevert levegős, nedves hűtős klímakészülék



forrás: [4.3]

4.2.6. ábra: Kevert levegős, felületi hűtős klímakészülék

Mint az ábráról látható a központi klímarendszer működéséhez szükség van ún. hőközponti berendezésekre. Ezek pl. a hűtő-rendszer, a fűtőberendezés, a víz- vagy gőzhálózat, vízvisszahűtő rendszer, stb. A levegő hőhordozó közeges központi klímarendszer teljes felépítését a következő ábra mutatja.



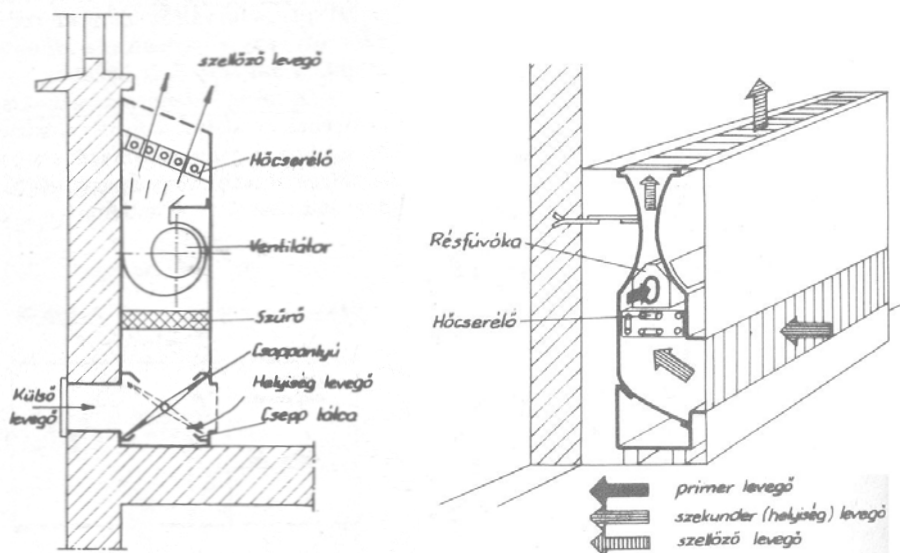
forrás: [4.1]

4.2.7. ábra: A teljes klímarendszer

Mint említettük, a központi rendszerek lehetnek hűtőközeg hőhordozós vagy víz hőhordozós rendszerek is. (Egyes szakirodalmak az előzőt közvetlen-expanziós – DX – rendszernek, másikat pedig folyadékűtős rendszernek nevezik.) A levegős rendszerhez képest ezeknél a megoldásoknál nem a kezelt levegőt juttatják a klimatizálandó térbe, hanem egy ott elhelyezett készülékhez – az ún. klímakonvektorhoz – csak a hűtőközeget vezetik. A DX rendszernél a levegő hűtése közvetlenül a hűtőrendszer hűtőközegével, a folyadékűtős rendszerben pedig vízzel történik. A hűtőközeges rendszer kialakításának az szab határt, hogy a hűtőközeget nem lehet nagy távolságokra eljuttatni a hűtőgép-háztól, mert számottevő hűtési teljesítmény és nyomásvesztés jelentkezik (különösen problematikus a kondenzátor és a klímakészülék közötti magasságkülönbség áthidalása). Így ez a megoldás kisebb terek, kisebb épületek, esetleg különálló emeletek klimatizálására alkalmas. Nagyobb terek (pl. szállodák, szupermarketek, repterek, hajók utasterei, stb.) klimatizálására a folyadékűtős rendszereket alkalmazzák. Ennél a megoldásnál a hűtőrendszer hűtőközege vizet (vagy speciális vizes oldatot, esetleg sóoldatot) hűt le, kb. 4-7°C-ra. Ez a hűtött víz lesz a klimatizált térben a levegő hűtőközege, tehát ennél a módszerrel kétszeres energiaátalakítás (és ezzel kétszeres átalakítási veszteség) van. Ugyanakkor viszont a távolság nem jelent problémát, mert a vizet szivattyú(k) segítségével a távolabbi helyekre is el lehet juttatni (persze nagyobb felmelegedésre kell számítani).

A hűtőközeg vagy víz hőhordozós rendszerek egyes kialakításainál a levegő hőhordozós rendszerből egy légcsatorna megmarad, amin a központi, nedvesítő kamrával is ellátott berendezésből érkezik a friss, központi-lag kezelt levegő. Ebben az esetben a központi egység a teljes hűtő- vagy fűtőteljesítménynek csak egy részét viszi be a rendszerbe, a többi a klímakonvektorokban történik. Sok esetben azonban a külső levegőparaméterek olyanok, hogy a levegő nedvesítésére nincs is szükség. A klímarendszerből a központi nedvesítőkamrás egység el is hagyható, így a rendszer gyakorlatilag a klímakonvektorokra egyszerűsödik le, ezáltal méretei és helyigénye is csökken. A konvektorok alkalmazásával ugyanakkor lehetővé válik a levegő állapotának helyi igényekhez való igazítása. A klímakonvektorok tehát olyan saját hűtőberendezés nélküli egységek, amelyek külső vagy beltéri levegőt szívnak be, és azt egy hűtő vagy fűtő hőcserélővel kezelve az előírt állapotú levegőt juttatják be a klimatizálandó térbe. (A konvektoroknál csak a hűtés vagy fűtés valósítható meg, itt szárításra vagy nedvesítésre nincs lehetőség.) Ha a fűtéshez és hűtéshez külön előremenő és visszatérő csövet használnak, akkor a rendszer négyvezetékes (ez a hűtőközeg hőhordozós rendszerre jellemző), ha megoldható, hogy a csőrendszerben télen melegvíz, nyáron hideg víz

áramoljon, akkor kétvezetékes rendszert készítenek (víz hőhordozós rendszernél). A konvektorok kétfajta kialakításúak: *ventilátoros* (fan-coil) vagy *indukciós* változatok terjedtek el (4.2.8. ábra). Előzőnél a levegőt ventilátor mozgatja, utóbbinál pedig a központi egység által kezelt levegő a konvektoron belül egy fűvókán áramlik keresztül és az utána nagy sebességgel áramló levegő szívja be a térben lévő levegőt. Ez a megoldás természetesen csak akkor használható, ha van olyan közeg, ami ezt az injektor-hatást produkálni tudja.

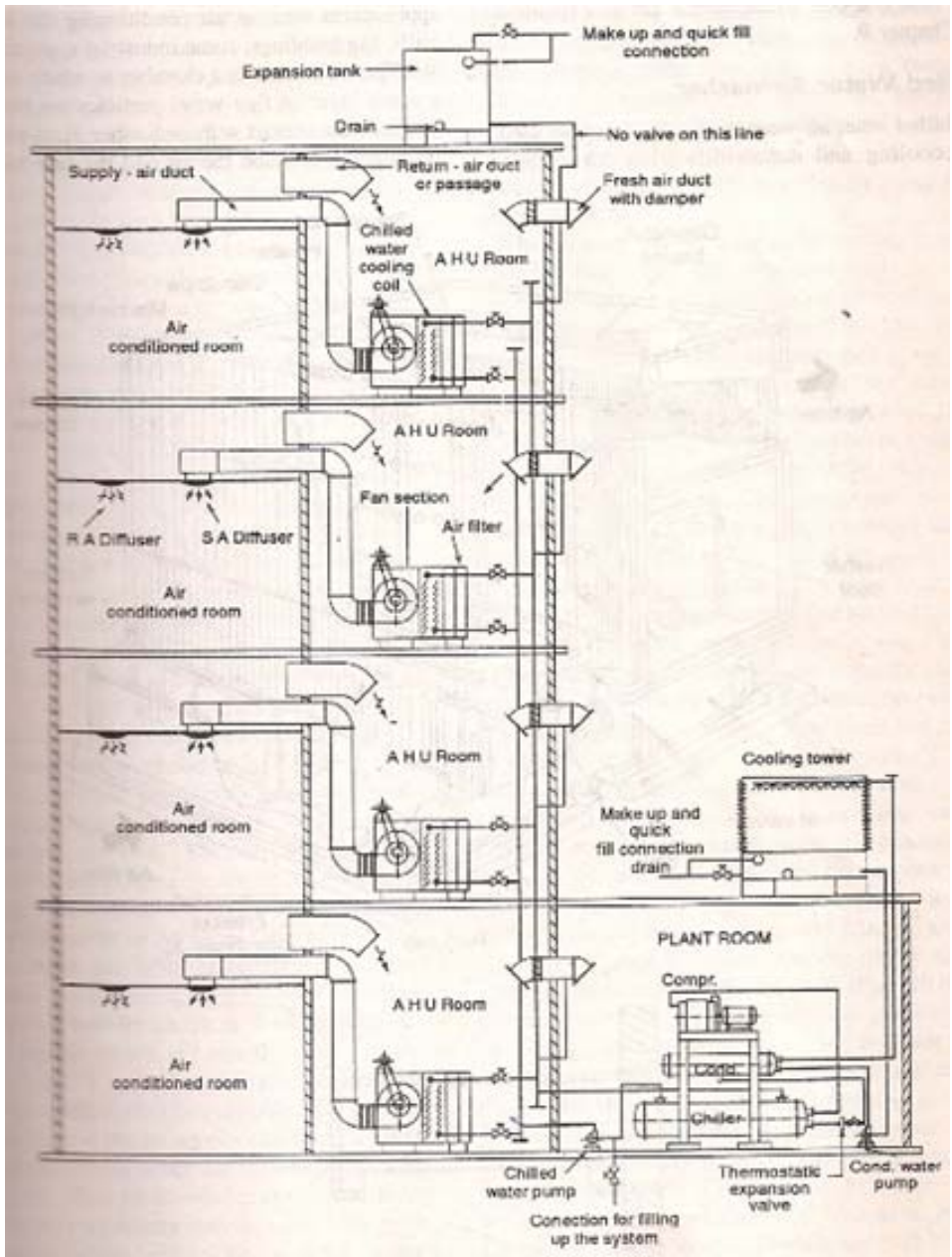


forrás: [4.1]

4.2.8. ábra: Ventilátoros (bal)és indukciós klímakonvektor (jobb)

A konvektorokat megfelelő teljesítményűre méretezve nagyobb terek (vagy több kisebb, egy zónához tartozó tér) légkondicionálása is megoldható. A légcatornák mennyiségének és helyigényének csökkentése érdekében célszerű több készüléket a megfelelő helyeken (szinteken) elhelyezni, és a léghűtő és-fűtő közeget – amelyek kis átmérőjű csöveken szállíthatók – oda vezetni. A több készülék elhelyezésével az egyedi igények is némileg jobban kielégíthetők. Ilyen, több légkezelővel rendelkező folyadékűtős rendszert mutat a 4.2.9. ábra.

A klímarendszerek általános bemutatása után a következő fejezetben a járművekben alkalmazott klímaberendezéseket ismertetjük.



forrás: brighthub.com/engineering/mechanical/articles/50548.aspx

4.2.9. ábra: Több légkezelő elemes, folyadékűtős központi klíma-rendszer

4.3. Járműklímák

4.3.1. Közúti járművek klímaberendezései

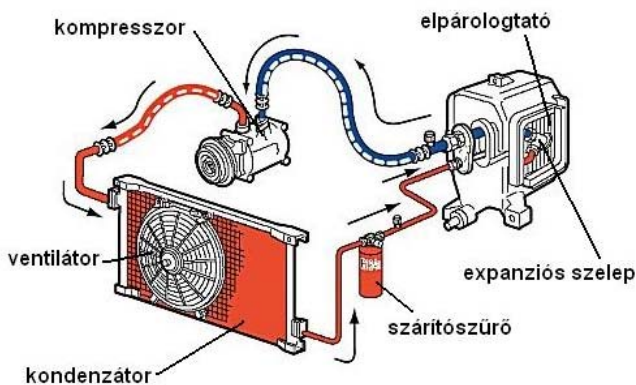
A modern gépjárműklímák a fejlesztések eredményeként egyre kisebb alkatrészekkel rendelkeznek annak érdekében, hogy egyre kevesebb hűtőközeg töltéssel készülhessenek. Hűtőközeggként jelenleg az R134a, környezetbarát, freonmentes hűtőközeget használják. Személygépkocsikban a töltetmennyiség típusától függően 400-950 gramm. Ennek a mennyiségnek a keringtetése a hűtőrendszerben biztosítja a személyautó légterének lehűtéséhez szükséges 3-4,5 kW-os teljesítményt. Természetesen nagyobb rendszerekben sokkal több hűtőközegrre van szükség. A nagy turistabuszokban ez elérheti a 10-14 kg-ot is. Az R134a közeg valószínűleg még sokáig meghatározó lesz a járműklíma területén, de kísérletek folynak más – pl. szén-dioxid – közvetítő anyagokkal.

A rendszer vezérlését a gépkocsi számítógépe végzi, ami a hűtőkompresszor ki-be kapcsolásával történik, vagy részterheléseken csökkentett hűtőközeg-mennyiséget szállítanak, így a működéshez szükséges kompresszorteljesítmény csökkent, a légkondicionálás hatásfoka pedig növekedett.

Az autóklíma-berendezés felépítése

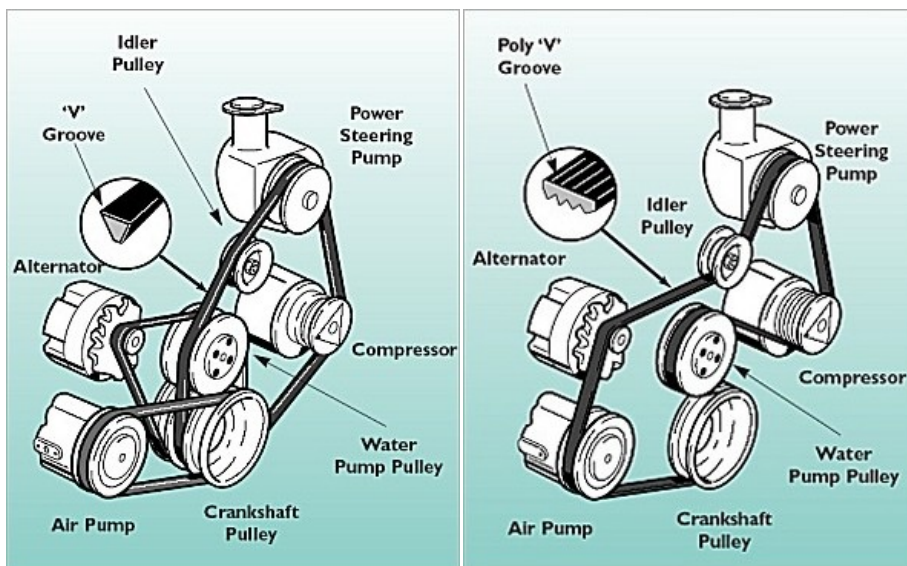
A klímaberendezés elemei egy hagyományos hűtő berendezés elemeivel nagyjából azonosak. A hűtőrendszer elemeinek működését, kialakítását részletesen tárgyaltuk külön fejezetben, így ezek megismétlésére itt nem kerül sor, csak a rendszer járműves sajátosságait emeljük ki. A rendszer felépítést és elemeit a 4.3.1 ábra szemlélteti. Itt a hűtőrendszer elpárolgatója a klímarendszer felületi hőcserélője. Az utastér levegője az onnan visszaszívott vagy a külső friss levegő felületi hűtése révén hűthető. A felületi hűtés közben a levegő egyben szárad is. A levegőből kiváló nedvesség az elpárolgató tálcáján gyűlik össze és egy vagy több kivezető csövön keresztül a szabadba távozik. (A hazaérkező klímás autó alól kifolyó folyadék – jó esetben – csak ez a kondenzvíz.)

A hűtőrendszer kompresszora járműklíma rendszerekben többféle lehet az axiáldugattyús ferdetárcsás kialakítástól kezdve a spirálkompresszorig. Ezekre is volt a korábbi fejezetekben utalás. A kompresszor szabadonfutó ékszíjtárcsáját a motor főtengelyéről hajtják ékszíjjal, vagy lapos (poly-V) szíjjal (4.3.2. ábra).



forrás: mistermatic.co.uk

4.3.1. ábra: Az autó-klíma berendezés felépítése



forrás: mistermatic.co.uk

4.3.2. ábra: A kompresszor (és más segédelemek) hajtásának módjai több szíjjal (bal) és egyetlen szíjjal (jobb)

A kompresszor csak akkor üzemel, ha a tengelyre épített mágnes-tekeres jelet kap, és a mágneses erő a síktárcsát a meghajtott szíjtárcsához rántja, ezáltal szilárd kapcsolat jön létre a kompresszor tengely és a tárcsa között. Ezt a megoldást a kompresszor ki-be kapcsolásához használják.

nálják. Ugyanakkor ma már gyártanak ilyen mágnes-kuplung nélküli kompresszorokat, ahol a hűtőközeg mennyiségét más elvek alapján tudják szabályozni (ld. a kompresszorokkal foglalkozó fejezeteket).

A kondenzátort a jármű elején, közvetlenül a motorhűtő elé helyezik el. A modern autókön azonban sok esetben annyira kicsi a légbeömlő nyílás, hogy lassú haladás mellett nem lenne megfelelő a hőleadás. Ennek kiküszöbölésére, a kondenzátorra egy vagy akár dupla ventilátort szerelnek, melyek akár több sebességűek is lehetnek az optimális (gazdaságos) működés érdekében. (Ugyanakkora légbeömlő nyílás mellett más a kondenzátor hőleadása egy autópályás, nagy sebességű menetben, mint a délutáni csúcsforgalomban araszolva.) Buszoknál, tehergépjárműveknél előfordulhat, hogy a kondenzátor nem fér el a motortérben, így a menetszél nem javíthatja a hőleadást. Amennyiben a kondenzátort más, kedvezőtlenebb helyre kell tenni (pl. a jármű hátuljába, a padló alá, stb.), akkor mindig szükség van elektromos ventilátorra is a különböző körülmények közötti megfelelő működés biztosításához. Sok esetben buszokon a tetőre helyezik az egész klímaberendezést, ilyen különálló, kompakt egységet mutat a 4.3.3. ábra. A berendezés 12V vagy 24V-on üzemel. Ma már van folyadékűtős, kisebb helyigényű buszklíma is.

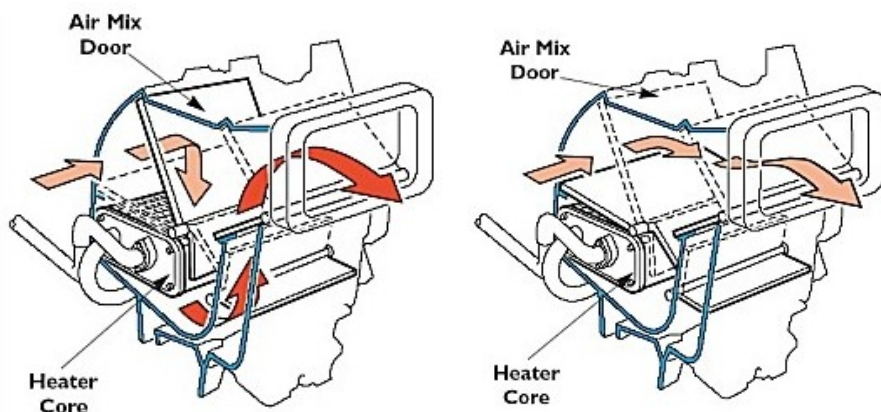


forrás: www.skorpio.hu

4.3.3. ábra: Kompakt buszklíma (tetőklíma)

A klíma hűtőrendszere által produkált hideg levegőt a motor meleg hűtővizével működtetett hőcserélőből származó meleg levegővel keverve az

utastér belsejében minden általában megkívánt hőmérséklet elérhető (4.3.4. ábra).



forrás: mistermatic.co.uk

4.3.4. ábra: A hőmérséklet beállítása légkeverővel

A relatív páratartalom az utastérben a nedvességterhelés miatt nagyobb, mint a kívánatos érték. A szellőző levegő azonban télen a fűtés, nyáron a hűtve szárítás miatt száraz levegő, így a belső tér megfelelő páratartalma (nem csak az ember komfortérzete, hanem az ablakok páramentesítése érdekében is) biztosított. (A rendszer leírásából látszik, hogy ez a berendezés a közeg nedvesítésére nem alkalmas, de erre a közúti járművek esetén nincs is szükség.)

A rendszert vezérelni akár manuálisan, akár elektronikusan is lehet. Manuális klímák esetén az utas a hőmérsékletállítóval szabályozza a hideg és meleg levegő keveredését, a hűtőkompresszor igény szerint vagy működik, vagy nem.

Automatikus klímáknál lehetőség van egy utastér-hőmérséklet beállítására, amelyet a rendszer automatikusan tartani képes. Ehhez a rendszerben számos érzékelőt helyeznek el (külső- és belső hőmérséklet, napsugárzás, hűtőközeg hőmérséklet, stb.) és a paraméterek folyamatos ellenőrzése mellett a rendszer automatikusan elvégzi a kompresszor szabályozását, a légkeverést, a befúvó-ventilátor sebesség megválasztását, a befúvási helyek kiválasztását (szélvédőre, lábhoz, stb.).

4.3.2. Vasúti járművek klímaberendezései

A vasúti klímaberendezések a közúti járművek klímaberendezéseikhez hasonlóak, de a nagyobb klimatizálandó tér méretei miatt nagyobb telje-

sítményűek. Általában a vasúti kocsik (vagonok) önálló klímaberendezéssel rendelkeznek, melyet kisebb helyigény esetén a tetőtérbe (mennyezet fölé) építenek be (4.3.5. ábra). Nagyobb egységeket az alváz alatt helyeznek el. A rendszer működése a korábban elmondottakkal azonos. A szellőző levegő utasfülkékbe juttatása egy vagy kétcsatornás rendszerű. A kezelt levegő a hőveszteségek csökkentése érdekében hőszigetelt légcsatornán keresztül jut az utasterekbe, az előtérbe és a WC-helyiségbe. A légcsatorna rendszer általában úgy van kialakítva, hogy a szükséges légmennyiséget zajmentesen juttassa az utastérbe. A levegő az ablakok alatt, illetve az ülések alatt (fűtési üzemben), az ablakok alatt, illetve az ablakoszlopok felső síkjánál (hűtési üzemben) áramlik az utastérbe. A sok részre szétosztottan beáramló levegő az utasok számára kellemes hőérzetet biztosít, továbbá kellemetlen huzat illetve hőhatás az utazókat nem éri. A klímaberendezés működéséhez szükséges energiát a kocsik energiaellátó rendszere biztosítja. A vasúti klímák elemeinek feszültség szintje ehhez igazodik (pl. 3x400V, 50 Hz). A vasúti klímaberendezéseknek szigorú nemzetközi előírásoknak kell megfelelni (UIC 553).



forrás: http://www.nwrail.com/NWRE_products/NW4.html

4.3.5. ábra: Tetőbe építhető vasúti klímaberendezés

4.3.3. Hajók klímaberendezései

A közúti járművek klímarendszerei a járművek és így a klimatizálandó tér méreteit tekintve igen egységesnek mondhatók. Ugyanez igaz a vasúti és légi járművekre is. Hajók esetén azonban, a hajók méreteiből következően a kishajókra jellemző egyedi klímarendszerektől kezdve a nagy utasszállítókon megtalálható óriási folyadékűtős központi rendszerekig mindenféle klímaberendezést alkalmaznak. Egy utasszállító luxushajó a legtöbb földi szállodánál nagyobb méretű (pl. egy 600 szobás szálloda már nagy-nak számít, a „Queen Mary 2” viszont 2250 kabinnal rendelkezik, és még nem beszéltünk a közös használatú terekről). Ebből következően a klímarendszernek óriási mennyiségű levegőt kell mozgatnia (akár több millió m³ naponta).

Nagymértékben különbözik a külső, tengeri levegő légállapota is a szárazföldi levegőjétől. A nagyobb tavak, tengerek fölött a páratartalom állandóan (téli-nyáron) 80-90% fölött van, miközben a hőmérséklet -5 és +35 fok között változik. Ehhez képest kell a belső térben nyáron 24°C, 60% páratartalmat, télen pedig 22°C, 30-60% páratartalmat biztosítani. Az igen magas páratartalom miatt a külső levegő kismértékű hűtése esetén is már telítetté válik, és a további hűtéssel jelentős mennyiségű kondenzvíz keletkezik (nagy utasszállítókon ez 100 t-ás nagyságrend, amelyet persze lehet hasznosítani pl. a hajó mosodájában).

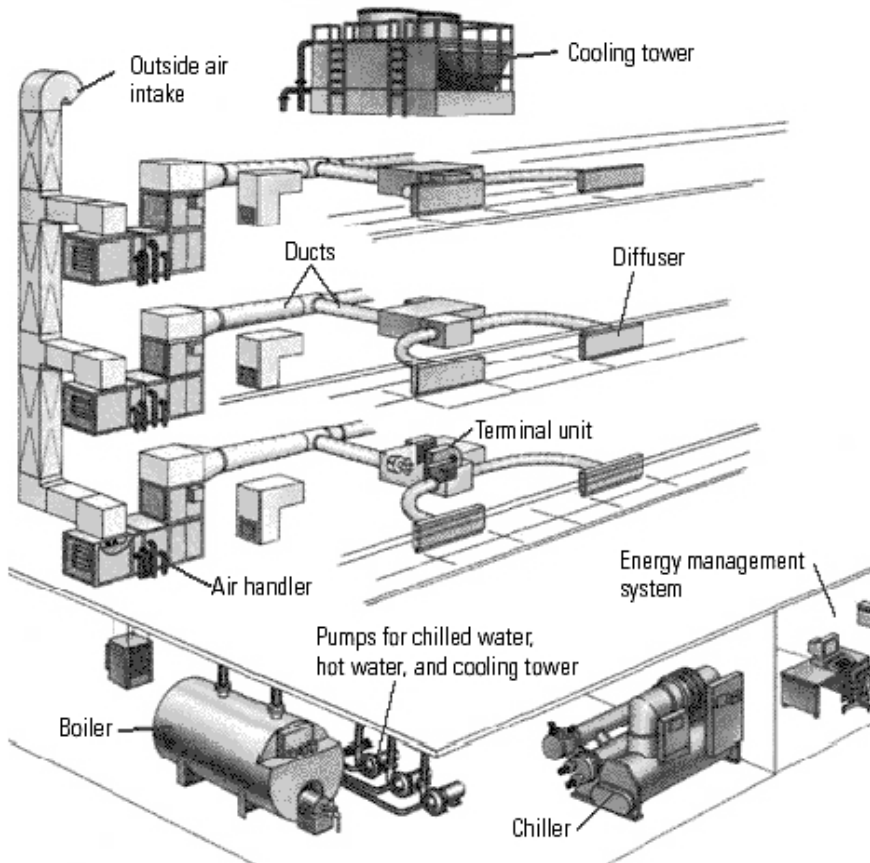
A többi járműhöz hasonlóan a hajók felépítményei is könnyűszerkezetből készülnek, amelyeknek burkoló felülete acél vagy alumínium, amely közismerten igen jó hővezető. Mindez az utasszállítók nagy üvegfelületeivel párosulva komoly feladat elé állítja a klímarendszerek tervezőit.

Belvízi áruszállító hajókon és kisebb tengeri munkahajókon (pl. kikötői vontató) a klimatizálandó tér a legénység számára kialakított tereket és a kormányállást jelenti. Ezek mérete nem olyan nagy, így általában az egyedi klímarendszerek terjedtek el. Utólagos korszerűsítésnél egyszerűbb esetekben ablak-klímát, igényesebb kialakításban split vagy multi-split rendszert alkalmaznak. A multi split rendszer az új építésű hajókra is jellemző. A fűtést ezek mellett különálló – általában légfűtő – rendszerrel oldják meg. Ugyanezek a megoldások kisebb utasszállító hajókon (turistahajók) is megfelelőek.

Nagyobb belvízi utasszállító hajók (szállodahajók) esetén már a központi rendszerek is szóba jönnek, hiszen a hajók akár 70-90 kabinnal is rendelkeznek. Sok esetben azonban a fűtés még itt is külön rendszert jelent.

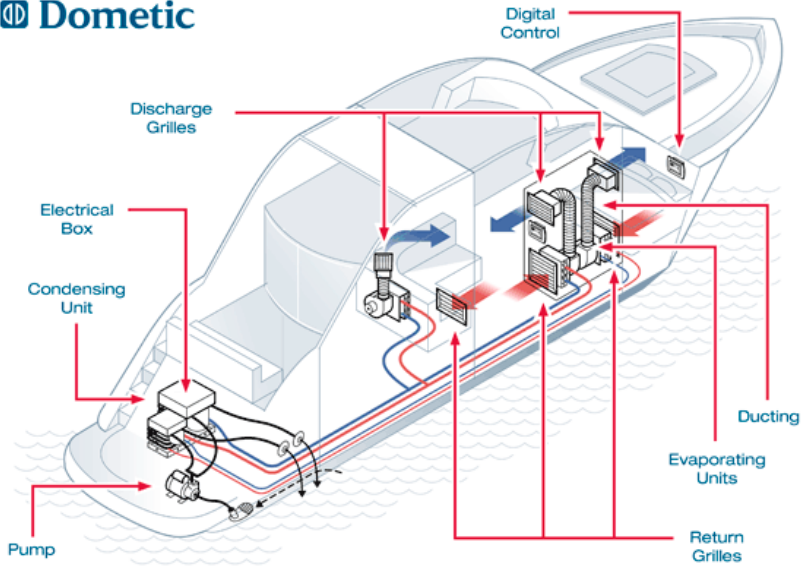
A már említett luxus-óceánjárókon pedig a nagy hűtési teljesítményigény és a nagy távolságok, méretek miatt elsősorban a folyadékűtős központi rendszereket használják. A QM2-n például, ahol a klimatizálandó terek 10

fedélzeten helyezkednek el, a klímarendszert 5, összesen 25 MW hűtőteljesítményű vizes folyadékűtő szolgálja ki, melyek 2700 m³ hűtővizet keringetnek óránként a rendszerben. A levegőt 165 ventilátoros légkezelő egység juttatja a klimatizálendő terekbe.



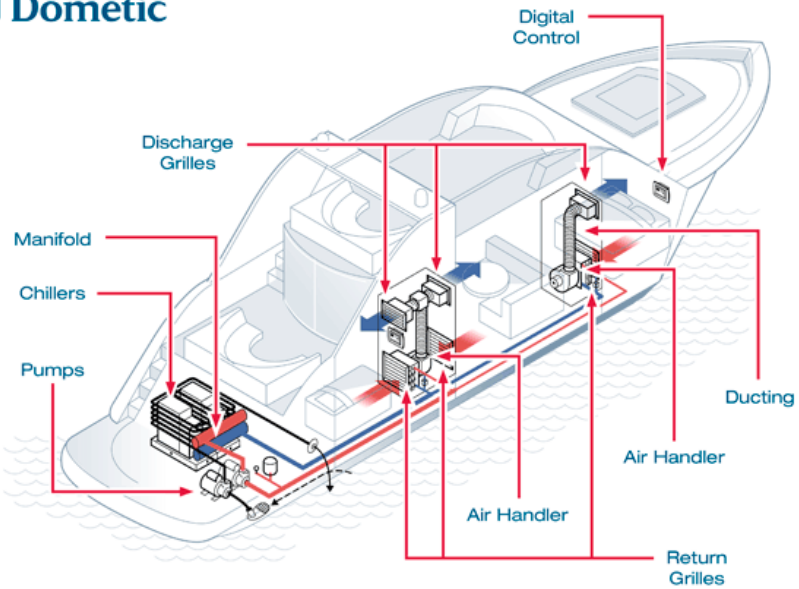
4.3.6. ábra: Nagy személyhajók folyadékűtős központi rendszere

Kedvtelésű célú hajókon nagyon korlátozott a klímarendszer számára rendelkezésre álló hely. Ezért a nagy légszatórnás rendszereket nem alkalmazzák, helyettük azokat a rendszereket részesítik előnyben, amelyek nem a hűtött levegőt, hanem inkább a hűtőközeget szállítják. Éppen ezért 12 m hossz alatti hajóknál az egyedi klímazekrények, 12-24 m közötti hajóméreteknél a split-rendszerek, a 24 m feletti luxus-jachtokon pedig a folyadékűtős rendszerek terjedtek el.



forrás: dometic.com

4.3.7. ábra: Kedvtelésű hajók multi-split rendszer



forrás: dometic.com

4.3.8. ábra: Luxusjacht klímarendszere folyadékűtővel

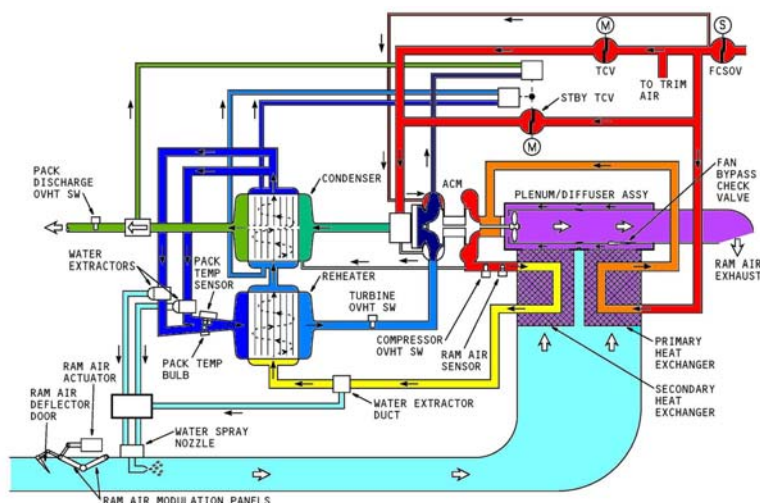
4.3.4. Repülőgépek klímaberendezései

Ebben a fejezetben csak a polgári repülésre jellemző rendszert mutatjuk be.

A repülőgépek esetében nem beszélhetünk külön klímarendszerről, hiszen a repülőgép kabinja az elindulás után egy hermetikusan lezárt tér. A repülőgép kabinlevegő rendszere (a magyar szakzsargonon magassági rendszernek nevezi) nagy magasságokban (3000 m felett) oxigénszegény, alacsony nyomású, rendkívül alacsony hőmérsékletű levegőben közlekedve kell, hogy biztosítsa az utasok számára a normál légköri nyomású, elviselhető hőmérsékletű és páratartalmú, megfelelő oxigéntartalommal rendelkező tiszta, belélegzésre alkalmas levegőt. Alacsonyabban közlekedő repülőknél nincs igazi klímaberendezés, csak a levegő szellőztetését és fűtését kell megoldani. A fűtéshez a kompresszorból származó meleg levegőt, a hajtómű kipufogó rendszerre telepített hőcserélőn átáramló külső levegőt, a hajtóműtől független, saját tüzelési rendszerű kályhát vagy elektromos fűtést lehet használni. A továbbiakban már csak a nagymagasságú rendszert ismertetjük.

A kabinban tartózkodók számára a megfelelő oxigéntartalmú és hőmérsékletű levegőt a külső környezetből egy kompresszor segítségével állítják elő. A különböző kompresszorok közül egyedül a dugattyús kompresszort nem használják. A kompresszornak teljesen olajmentes levegőt kell előállítania (ennek módjait ld. korábban). Mivel nagy légmennyiségre van szükség, az örvénygépek jobb, nagyobb hatásfokú megoldást jelentenek. Az említett külön kompresszoros megoldások mellett a gázturbinás hajtóművek üzembiztonságának javulása ma már azt is megengedi, hogy a repülőgép-hajtómű kompresszorából vezessék el a magassági rendszer számára szükséges légmennyiséget. Érdeemes megjegyezni, hogy míg a földi járművek esetén a sokszor változó külső körülmények miatt a klímarendszer terhelése igen változó, addig a repülési idő alatt a kabin hő- és nedvességterhelése nem változik jelentős mértékben. Ebből következően a komfortállapot fenntartásához nagyjából állandó mennyiségű és minőségű levegőre van szükség. Ugyanakkor viszont a hajtómű teljesítménye a repülési feladatnak megfelelően szélesebb tartományban változhat, így az onnan nyert levegő paraméterei is változatosak lehetnek (a hőmérséklet akár 100-300°C közötti is lehet). Az előzőek alapján ezt azonban kompenzálni kell (nyomás és hőmérsékletszabályozók, segéd-gázturbina beiktatása, stb.). A kompresszorból elvezetett nagy nyomású és magas hőmérsékletű levegőt először a hajtóművet tartó konzolokban elhelyezett hőcserélőkkel hűtik. Utazósebességen a külső levegő beengedése a gép-szerkezet áramvonalas formájának megbontása miatt nagy ellenállást

okozna. Ezért a hűtésre használható külső levegő mennyisége – bár hőmérséklete a hűtés szempontjából igen kedvező – korlátozott. Ezért további hűtésre van szükség, melyet az ún. hűtőturbínával végeznek. Míg az előző passzív rendszer, addig ez utóbbi aktív, hiszen úgy hűl a levegő, hogy közben hasznos munkát végez. A hűtőturbina rendszerint centripetális turbina, melynek tengelyére egy kompresszort téve a levegő elősűrítendő a turbina hatásfokának növelése érdekében. Az így nyert nagyobb nyomású levegő több munkát képes végezni. Az elősűrítés azonban hőmérsékletnövekedéssel jár, így szükség van egy másodlagos hőcserélőre.



4.3.9. ábra: A Boeing 737-800 kabinlevegő rendszere

Az Airbus 320 repülőgépnél utazómagasságon normál üzemi állapotban a kompresszorból kilépő levegő 200°C -ra van szabályozva. A primer hőcserélővel ez 130°C -ra hűl, majd a levegő a hűtőturbina kompresszorán áthaladva kb. 170°C -os lesz. A másodlagos hőcserélő a külső levegő segítségével ezt $10\text{-}20^{\circ}\text{C}$ -ra hűti, ahonnan a turbina kb. -50°C -os levegőt állít elő. Ebben az utolsó fázisban történik a nedvesség-kiválasztás is. Ezt a száraz hideg levegőt keverik a kompresszorból érkező 200°C -sal. A levegő hőmérsékletét a külső hűtőlevegő mennyiségének vagy a hűtendő levegő mennyiségének szabályozásával és/vagy keveréssel lehet a kívánt értékre beállítani. A levegőt ez után egy keverőkamrában kb. 1:1 arányban összekeverik a kabinból visszazívott szűrt levegővel, majd az így kapott keveréket az utastérbe juttatják. A légbeömlők egyrészt az ülések fölött, másrészt a mennyezeten vannak.

A normális légzést biztosító a korábbiakban elmondott módon kezelt

oxigéndús, megfelelő hőmérsékletű levegőt a normál légköri nyomáson kell az utastérbe vezetni. Mivel a levegőt a kompresszorból vezettük el, nyomása a kompresszor üzemének megfelelően széles tartományban változó, de a szükséges kabinnyomásnál nagyobb értékű. Ugyan a rendszerben levő elemek mindegyikén nyomásesés lép fel az áramlási veszteségek miatt, a pontos érték beállítására abszolút-nyomás szabályozószelepet kell beépíteni. Ahhoz, hogy a levegőt a kabinba be lehessen juttatni, a fojtószelep a megkívánt kabinnyomásnál 0,1 bar-ral nagyobb értéket állít be. A kabinnyomás pontos értékét végül az utastérből elszívott és a repülőből kiengedett használt levegő mennyiségének szabályozásával állítják be. Kevesebb kiengedett levegő esetén nagyobb, több kiengedésekor kisebb a kabinnyomás.

A kabinból eltávozó, de a gépből ki nem engedett levegőt a friss levegőigény csökkentése érdekében ventilátorok segítségével egy nagy finomságú, mikroszkópikus részecskéket, baktériumokat és vírusokat is eltávolítani képes szűrőn (HEPA) vezetik át, majd visszavezetik az utastérbe. A használt levegőnek a kondicionáló rendszerből érkező, és egyébként elég száraz levegőhöz keverésének megvan az az előnye, hogy ezáltal a kabin relatív páratartalmát növelni lehet. A használt levegő nedvességtartalma ugyanis – a kabin nedvességterhelése következtében – nagyobb, mint a friss levegőjéé. A relatív páratartalomra előírt 30%-os minimális értéket ezzel a módszerrel könnyedén teljesíteni is lehet, ezért a rendszerben nincs a levegő nedvesítését szolgáló semmilyen más elem. A nagyobb relatív nedvességtartalom esetén a repülőgép falának belső felületén (ha az nem fűtött), az ablakokon, és a szerkezeten páralecsapódás jelentkezik, amely mindenképpen kerülendő.

A kabinban tartózkodó emberek hőérzete a hőmérséklet mellett azonban a falak felületének hőmérsékletétől is függ. (A nedves falak egy épületben is diszkomfortot jelentenek a benntartózkodók számára annak ellenére, hogy a hőmérséklet esetleg megfelelő.) A nagy magasságokban közlekedő repülőgépeken a géptörzs passzív szigetelése nem biztosítja a falak belső felületének megfelelő hőmérsékletét, ezért a falak fűtésére van szükség. A falak fűtésére szintén a kondicionáló rendszer levegőjét használják, melyet egyes típusokon 50-60°C-ra fel is melegítenek forró levegő hozzáadásával.

A rendszer sajátossága, hogy folyamatosan működnie kell, szemben a földi légkondicionáló berendezésekkel. A repülőgép indulása előtt, amikor még nem jár a gép hajtóműve, de már szükség van a kabinban jelentkező hő- és nedvességterhelés eltávolítására, földi segédberendezésekkel oldják meg a klimatizálást.

5. Numerikus módszerek

A hő- és áramlástan feladatok megoldásában már régóta alkalmazzák a numerikus analízis közelítő számítási módszereit. Az elektronikus számítógépek megjelenése és egyre gyorsuló fejlődése azonban döntő módon megváltoztatta a helyzetet: a klasszikus számítási módszerek továbbfejlesztése, illetve új számítási eljárások konstrukciója vált lehetségessé és egyben szükségessé. A numerikus módszerek mélyebb megértéséhez nem mellőzhető a matematika néhány ágának (pl. funkcionál-analízis, parciális differenciálegyenletek elmélete lineáris algebra stb) megismerése. Erre csak a figyelmet hívhatjuk fel, ebben, az egyetlen fejezetben semmilyen szempontból sem törekedhetünk teljességre.

Ez a fejezet két részből áll: egy rövidebb, átfogónak szánt bevezető részt követi az örvénytranszport egyenlet és annak véges differenciákkal történő megoldásának ismertetése.

5.1. Bevezetés

A hő- és áramlástan kontinuum problémáinak numerikus megoldásával kapcsolatban három, döntő jelentőségű feltétel megemlítését tartjuk szükségesnek:

- a feladatnak alkalmasnak kell lennie a numerikus megoldásra, azaz korrekt kitűzésű (adott a matematikai modell és a peremfeltételek, illetve az esetleges kezdeti feltételek rendszere);
- az alkalmazott numerikus módszernek stabilnak kell lennie (a számítás során a számítógép által végrehajtott műveletek számítási hibájának csökkennie kell, semmiképpen sem növekedhet ez a hiba minden határon túl);
- a numerikus (közelítő) és a pontos megoldás közötti eltérés valamilyen, előre megadott módon csökkenő kell legyen (a numerikus eljárásnak a pontos megoldáshoz kell konvergálnia, még akkor is, ha ez utóbbi zárt alakban nem állítható elő).

Egy, konkrét feladatnál ezen feltételek teljesítése alapvető jelentőségű, a feladat ezek teljesülésének híján em oldható meg.

Jelölje a továbbiakban \mathfrak{R} a valós számok halmazát és \mathfrak{R}^n ennek az n -dimenziós kiterjesztését. Jelölje $G \subseteq \mathfrak{R}^n$ azt az n -dimenziós (al)teret (tartományt), amelyet $(x \in G)$ a vizsgálandó probléma leíró egyenletében szereplő operátor értelmezési tartományát képező függvények független változói alkotnak.

Ebben a jegyzetben kizárólag lineáris modellre vezető problémákat tárgyalunk. Jelölje L a vizsgálandó probléma matematikai modelljének lineáris operátorát, ezzel a leíró egyenletet az alábbi, igen tömör formában írhatjuk fel:

$$Lu = f \tag{5.1.1}$$

ahol

$$u = u(x); u \in X$$

$$f = f(x); f \in Y$$

X és Y a $G \subseteq \mathbb{R}^n$ részhalmazon értelmezett függvények által alkotott Banach terek, azaz teljes, lineáris és normált terek. L pedig az u és f függvények kapcsolatát meghatározó operátor:

$$L : X \Rightarrow Y \tag{5.1.2}$$

Az L operátor tehát az X Banach tér egy részét vagy az egész teret képezi le az Y Banach tér egy részére, vagy az egész térre. Az L operátor értelmezési tartománya tehát X -ben, képtere Y -ban helyezkedik el.

A közelítő módszerek elengedhetetlen része a távolság meghatározás, itt függvények távolságának meghatározása. Erre alkalmas – több, más lehetőség mellett – a függvényeken értelmezett skalár szorzat:

$$\langle u, v \rangle = \int_a^b uv dx; \text{ ahol } u, v \in X \tag{5.1.3}$$

$$x \in [a, b]; \text{ és } a, b \in G$$

A fenti függvényeknek egyébként az $[a, b]$ intervallum felett a négyzetükkel együtt integrálhatónak kell lenni. Egy függvény normája (5.1.3) alapján:

$$\|u\| = \sqrt{\langle u, u \rangle} \tag{5.1.4}$$

A skalár szorzat segítségével határozhatjuk meg a függvények egymás közti ortogonalitását:

$$u \perp v \Leftrightarrow \langle u, v \rangle = 0 \tag{5.1.5}$$

miközben sem u sem v nem azonosan nulla

A norma, a normához rendelt tulajdonságoknak eleget téve alkalmas két függvény távolságának mérésére:

$$\|u - v\| = \|v - u\| = \sqrt{\langle u - v, u - v \rangle} \quad (5.1.6)$$

A norma, tulajdonképpen egy speciális funkcionál, két függvényhez a fenti módon egy, pozitív valós számot rendel – amennyiben az egyik függvényhez egy másikat választunk, akkor ha az ezzel számolt norma nagyobb, mint az eredeti, akkor az új függvény távolabb van, ellenkező esetben közelebb lesz. Ezek szerint két függvény akkor van elég közel egymáshoz, ha az (5.1.6) szerinti normájuk elegendően kicsi.

A bevezető elején szoltunk a korrekt kitézésről: azért, hogy az (5.1.1) alakú feladat korrekt kitézésű legyen, meg kell adni a perem (és a kezdeti) feltételeket. Jelölje a G tartomány peremét ∂G , ezzel meghatározhatjuk a peremfeltételek három alap-típusát:

elsőfajú perem:

$$u(x) = u_0(x) \quad \text{ha} \quad x \in \partial G$$

másodfajú perem:

$$\frac{\partial u}{\partial \mathbf{n}} = g_0(x) \quad \text{ha} \quad x \in \partial G \quad (5.1.7)$$

harmadfajú perem:

$$u(x) = u_0(x) \quad \text{és} \quad \frac{\partial u}{\partial \mathbf{n}} = g_0(x) \quad \text{ha} \quad x \in \partial G$$

Az elsőfajú perem azt jelenti, hogy a keresett függvény értékei a peremen ismertek. A másodfajú perem jelentése, hogy adott a peremre merőleges áram (tömegáram, hőáram stb.). A harmadfajú perem az első két lehetőség kombinációja, a valós feladatokban rendszerint egyes perem szakaszok elsőfajúak (pl. szilárd falak), más peremszakaszok viszont másodfajúak (pl. be- és kilépés stb.). A kezdeti feltétel az időben változó feladatok esetében szükséges. Ha az időt besoroljuk a többi, független változó közé, akkor az (5.1.7) ezt az esetet is tartalmazza.

Az (5.1.1) alakú feladatok közelítő megoldásának két alapvetően különböző útja lehetséges:

$$L\tilde{u} - f = \varepsilon; \quad \varepsilon \text{ min!} \quad (5.1.8)$$

Ez a megoldási módszer a megoldásfüggvény közelítését jelenti, olyan

közelítő függvényt keresünk, ahol az ε hibafüggvény (normája) a lehető legkisebb (nullához tart).

A megoldásfüggvényt közelítő függvényt általában egy m -dimenziós függvényterben keressük, mint a tér bázisfüggvényeinek ($\Phi_i = \Phi_i(x)$) lineáris kombinációját:

$$\tilde{u} = \sum_{i=1}^m \alpha_i \Phi_i \quad (5.1.9)$$

Ebben az esetben a hibafüggvény minimalizálása azt jelenti, hogy meg kell keresni azokat az együtthatókat (α_i) amelyekre az $\|u - \tilde{u}\|$ a lehető legkisebb lesz.

A megoldásfüggvény approximációját alkalmazó módszereket csak elvileg foglaljuk össze. Tekintsük először a kollokációs módszert:

$$\langle \varepsilon, \delta_j \rangle = 0 \quad 1 \leq j \leq m \quad (5.1.10)$$

(5.1.10)-ben δ_j egy disztribúció, amire igaz az, hogy:

$$\delta_j = u(x_j) \quad (5.1.11)$$

Vagyis a disztribúció mintegy kiválasztja az adott helyen lévő függvényértéket. Ez másképpen azt jelenti, hogy a kollokációs módszernél általunk előírt pontokban a hibafüggvényt nullázzuk; az ezektől különböző többi pontban a hibafüggvény nagyságát viszont nem korlátozzuk. Ez a módszer csak akkor javasolható, ha fizikai oldalról biztosak lehetünk abban, hogy a megoldás elegendően sima.

Második módszerként tekintsük a legkisebb négyzetek módszerének egy változatát:

$$\langle \varepsilon, \varepsilon \rangle = F; \quad F \text{ min!} \Leftrightarrow \frac{\partial F}{\partial \alpha_i} = 0 \quad (5.1.12)$$

Ezzel az eljárással meghatározzuk azt az együttható rendszert, amivel a hibafüggvény értéke a legkisebb lesz. Ez nagyon munkaigényes eljárás.

A gyakorlatban, a kereskedelmi programokban leginkább a Galjorkin eljárást alkalmazzák:

$$\langle \varepsilon, \Phi_j \rangle = 0 \quad 1 \leq j \leq m \quad (5.1.13)$$

Ez az eljárás azt jelenti, hogy a hibafüggvényt, a közelítő megoldást adó m -dimenziós függvényter minden bázisfüggvényére ortogonálissá tesszük, azaz a hibafüggvény ebben a térben mintegy nem látszik.

A Galjorkin eljárás jó esetben akár a legkisebb négyzetek módszerével elérhető, legkisebb hibával rendelkező közelítő megoldáshoz is elvezethet, kevésbé jó esetben azonban ennél lényegesen rosszabbul közelítő megoldással kell beérni. Ennek az eljárásnak nagyon nagy előnye, hogy jól automatizálható, különösen alkalmas véges elemeket bázisfüggvényként használó eljárások felépítésére.

Az (5.1.1) alakú feladat megoldásának másik alap lehetősége az operátor átírása:

$$Lu = f \Rightarrow L_m u = f \quad (5.1.14)$$

Ez esetünkben legtöbbször az eredeti differenciálegyenlet differencia egyenletté történő átírását jelenti. Ekkor a G tartomány legalább kontinuum számosságú pontja helyett a tartományra fektetett rács véges számú pontjában keressük a közelítő megoldást. Ezekről különböző pontokban pedig a közelítő megoldás számítása interpolációval lehetséges.

Az (5.1.8) típusú megoldás igen munkaigényes, ez a professzionális programok útja: sok szakember, hosszú munkával kifejleszt egy kereskedelmi szoftvert, amit a felhasználó – általában nem igazán olcsón – megvásárol és alkalmaz. Ezekre, a konkrét programokra itt nem térhetünk ki.

Ezzel szemben az (5.1.14) típusú megoldás az egyéni problémamegoldás útját jelenti: ezen az úton, eltűrhető nagyságú energia-befektetéssel egy-egy probléma megoldására alkalmas, speciális eljárás dolgozható ki. A kérdéskörbe bevezető oktatás szempontjából tehát ezt, a második utat célszerű bemutatni. Itt is választani kellett azonban: sok, kis problémát, vagy egy nagyobbat mutassunk be: mi ez utóbbit választottuk, mivel így kerek egységet tárgyalhatunk.

5.2. Az áramfüggvény és az örvénytranszport egyenlet

Az örvénytranszport egyenlet tulajdonképpen két egyenlet: az örvénytranszport egyenletnek nevezett egyenlet és az örvényességet definiáló egyenlet. Az áramlástan feladatok megoldásában a folytonosság törvénye alapvető szerepet játszik – így van ez ebben az esetben is. Tekintsük tehát először a folytonosság törvényét. Ebben a jegyzetben csak síkáramlással foglalkozunk, ennek megfelelően írható, hogy:

$$\operatorname{div}(\mathbf{c}) = 0; \quad \text{azaz} \quad \frac{\partial c_x}{\partial x} + \frac{\partial c_y}{\partial y} = 0 \quad (5.2.1)$$

Mint már leírtuk: a megoldandó feladat egyik ismeretlen függvénye az áramfüggvény, az áramfüggvényből (létezése esetén) a sebesség a következő módon származtatható:

$$\psi = \psi(x, y) \Rightarrow c_x = \frac{\partial \psi}{\partial y}; \quad \text{és} \quad c_y = -\frac{\partial \psi}{\partial x} \quad (5.2.2)$$

Számítsuk ki még a sebességtér rotációját – ez nyilván a tekintett x - y síkra merőleges, z irányú vektor lesz. Az egyetlen komponens miatt a vektor jellegből a következőkben csak az előjel marad meg. A keresett rotáció:

$$\operatorname{rot}(\mathbf{c})_z = \nabla \times \mathbf{c} \Big|_z = \frac{\partial c_y}{\partial x} - \frac{\partial c_x}{\partial y} := \omega \quad (5.2.3)$$

Írjuk be az (5.2.2)-vel megadott áramfüggvényt az (5.2.3) egyenletbe. Ezzel megkapjuk az örvény-transzport egyenlet első tagját:

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} = -\omega \quad (5.2.4)$$

Az (5.2.4) egy inhomogén, másodrendű, elliptikus, lineáris, parciális differenciálegyenlet – ennek az egyenlettípusnak a neve: Poisson féle parciális differenciálegyenlet. Az egyenlet jobb oldalán álló mennyiséget (ω) a következőkben *örvényességnek* nevezzük. Amennyiben e parciális differenciálegyenlet jobb oldalán nulla áll – azaz homogén egyenletről van szó – akkor ezt Laplace féle differenciálegyenletnek nevezzük.

5.2.1. Az örvénytranszport egyenlet

A tulajdonképpeni örvénytranszport egyenlet, vagy más néven Helmholtz általánosított örvény tételének levezetéséhez írjuk fel az „ x ” és „ y ” irányú Navier-Stokes egyenletet:

$$\frac{\partial c_x}{\partial t} + \frac{\partial c_x}{\partial x} c_x + \frac{\partial c_x}{\partial y} c_y = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 c_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 c_x}{\partial y^2} \right) \quad (5.2.5)$$

$$\frac{\partial c_y}{\partial t} + \frac{\partial c_y}{\partial x} c_x + \frac{\partial c_y}{\partial y} c_y = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 c_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 c_y}{\partial y^2} \right) \quad (5.2.6)$$

Az (5.2.5) és (5.2.6) egyenletekben a jobb oldal második tagjában a „ ν ” a kinematikai viszkozitás, anyagjellemző. Az örvény-transzport egyenlet második tagjának levezetésénél a célunk részben az örvényesség és az áramfüggvény bevezetése, részben a nyomás kiejtése. Deriváljuk tehát (5.2.5)-et „ y ”, (5.2.6)-at „ x ” szerint és a másodikként kapott derivált-egyenletből vonjuk ki az első derivált-egyenletet. A kivonás elvégzése után a bal oldalon a következő tagokat kapjuk:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial c_y}{\partial x} - \frac{\partial c_x}{\partial y} \right) + c_x \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial c_y}{\partial x} - \frac{\partial c_x}{\partial y} \right) + \\ & + c_y \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial c_y}{\partial x} - \frac{\partial c_x}{\partial y} \right) + \operatorname{div}(\mathbf{c}) \left(\frac{\partial c_y}{\partial x} - \frac{\partial c_x}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (5.2.7)$$

Rögtön megállapítható, hogy a zárójelekben mindenütt az (5.2.3) szerinti örvényesség szerepel, továbbá a negyedik tag az összenyomhatatlanság miatt kiesik.

A jobb oldalak összevonása után a következő kifejezést kapjuk:

$$\nu \left[\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial c_y}{\partial x} - \frac{\partial c_x}{\partial y} \right) + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \left(\frac{\partial c_y}{\partial x} - \frac{\partial c_x}{\partial y} \right) \right] \quad (5.2.8)$$

Az örvényesség ezen az oldalon is megjelent, méghozzá a két másodrendű, parciális deriváltját röviden éppen a Laplace operátorral (Δ) jelölhetjük. A végeredményként írandó egyenletben az (5.2.8)-t a bal oldalra, (5.2.7)-et a jobb oldalra írva, az örvényesség szimbólumát alkalmazva, a következő eredményre jutunk:

$$v \Delta \omega = v \left(\frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} \right) = \frac{\partial \omega}{\partial t} + \frac{\partial \psi}{\partial y} \frac{\partial \omega}{\partial x} - \frac{\partial \psi}{\partial x} \frac{\partial \omega}{\partial y} \quad (5.2.9)$$

Az (5.2.9) egyenlet jobb oldalát, (5.2.2) figyelembe vételével rövidebben is fel lehet írni, rövid számolás után arra az eredményre jutunk, hogy (5.2.9) jobb oldalán az örvényesség totális, teljes vagy szubsztanciális deriváltja áll:

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + c_x \frac{\partial \omega}{\partial x} + c_y \frac{\partial \omega}{\partial y} = \frac{d\omega}{dt} \quad (5.2.10)$$

Ezzel eljutottunk az örvénytranszport egyenlethez, ami tehát a (5.2.4) és (5.2.9) elliptikus, lineáris parciális differenciál-egyenleteket jelenti. E két egyenletben csak az *örvényesség* (ω) és az *áramfüggvény* (ψ) szerepel, a (numerikus) megoldás esetén tehát e két ismeretlen függvényt kell meghatározunk; a nyomás ebben a számításban nem szerepel. Amennyiben az áramfüggvény értékeket meghatároztuk, akkor (5.2.2) felhasználásával a sebességtér értékét is számíthatjuk. A következőkben, az egyszerűség kedvéért (5.2.9) jobb oldaláról az instacionárius tagot elhagyjuk, azaz ettől kezdve csak stacionárius áramlással foglalkozunk. Ez egyébként azt is jelenti, hogy a kapott másodrendű, lineáris parciális differenciálegyenlet rendszer mindkét tagja elliptikus típusú lesz. Ez igazán kedvező, hiszen a Laplace operátor kontraktív. Emiatt a diszkretizált feladatban pozitív definit együttható mátrixot kapunk, ami végül – további feltételek teljesülése esetén – biztosítéka egy iteratív megoldás konvergenciájának. Konkrétabban fogalmazva az elliptikusság azt jelenti, hogy a vonatkozó szakirodalomban bőséggel rendelkezésre álló megoldó eljárások között válogathatunk. Jelen munkában a – véleményünk szerint – lehető legegyszerűbb megoldási eljárást, az egyszerű relaxációt választjuk. Itt csak megjegyezzük, hogy némi munkaráfordítással e megoldás konvergencia sebességét – az együttható mátrix tridiagonális tulajdonságának kihasználásával – jelentősen növelhetjük. Ez az általunk választott, igen kisméretű feladat esetében nyilván nem túl lényeges, azonban a feladat méreteinek növelésével a jelentősége hatványozottan növekszik!

Az örvénytranszport egyenlet instacionárius alakját most nem vizsgáljuk, de megjegyzendő, hogy az instacionárius alak lineáris, parabolikus parciális differenciál-egyenlet, így numerikus megoldására szintén számos ismert algoritmus áll rendelkezésre.

A (5.2.4) és (5.2.9) tehát az a parciális differenciálegyenlet rendszer, amelyet kerestünk. Néha a levezetést tovább viszik, és a két egyenletet egye-

sítve egy, az áramfüggvényre vonatkozó, negyedrendű differenciálegyenlethez jutnak (pl. [5.2]-ben (467a) egyenlet). Ez az egyenlet részben előnyös, hiszen már csak egyetlen ismeretlen függvényt kell meghatározni, részben azonban a peremfeltételek bonyolultabbak voltak miatt a megoldás nehézségekkel is jár.

A gyakorlati számításokban általában szükség van a *nyomásra* is. Az előző levezetés eredményeként (5.2.9)-ből a nyomás kiesett, így a (5.2.4) és (5.2.9) alkotta differenciálegyenlet rendszer megoldásaként a nyomás számítása nélkül kaphatjuk meg az áramfüggvényt és az örvényességet, illetve ebből a sebességeloszlást. Később megmutatjuk, hogy a nyomás és a sebességtér azért egymástól egyáltalán nem független, mindössze – szerencsés módon – a kiszámítás első lépése a fenti módon szétválasztható. A nyomás számításához deriváljuk (5.2.5)-et „*x*” szerint, (5.2.6)-at pedig „*y*” szerint és adjuk össze a két, deriválással kapott egyenletet. A sebesség divergenciáját tartalmazó tagokat, mivel azok értéke nulla rögtön elhagyhatjuk. Az eredmény a következő egyenlet:

$$\left(\frac{\partial c_x}{\partial x}\right)^2 + 2\frac{\partial c_x}{\partial y}\frac{\partial c_y}{\partial x} + \left(\frac{\partial c_y}{\partial y}\right)^2 = -\frac{1}{\rho}\Delta p \quad (5.2.11)$$

Tekintsük továbbá a sebesség divergenciájának négyzetét (ami természetesen szintén nulla):

$$\left(\frac{\partial c_x}{\partial x} + \frac{\partial c_y}{\partial y}\right)^2 = \left(\frac{\partial c_x}{\partial x}\right)^2 + 2\frac{\partial c_x}{\partial x}\frac{\partial c_y}{\partial y} + \left(\frac{\partial c_y}{\partial y}\right)^2 = 0 \quad (5.2.12)$$

Vonjuk ki (5.2.12)-t (5.2.11) bal oldalából – ezzel a sebesség komponensek deriváltjainak négyzetét tartalmazó tagok kiesnek. Az eddig alkalmazott rendszer szerint vigyük át a bal oldalra a nyomást tartalmazó tagot, az eredeti bal oldalt pedig írjuk a jobb oldalra:

$$\frac{1}{\rho}\Delta p = 2\left(\frac{\partial c_x}{\partial x}\frac{\partial c_y}{\partial y} - \frac{\partial c_x}{\partial y}\frac{\partial c_y}{\partial x}\right) \quad (5.2.13)$$

A sebességeket – mint már említettük – az áramfüggvény ismeretében ki lehet számítani, de célszerűen inkább (5.2.13)-at alakítjuk át úgy, hogy benne a sebességek helyett az áramfüggvény szerepeljen:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho} \Delta p &= 2 \left[\frac{\partial^2 \psi}{\partial x \partial y} \left(-\frac{\partial^2 \psi}{\partial x \partial y} \right) - \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} \left(-\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} \right) \right] = \\ &= 2 \left[\frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} - \left(\frac{\partial^2 \psi}{\partial x \partial y} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (5.2.14)$$

Az (5.2.14) jobb oldala, ha már az (5.2.4) – (5.2.9) rendszert megoldottuk, ismert; ezért ez az egyenlet elvileg nagyon egyszerűen (pl. relaxációval) megoldható. A megoldás legnagyobb problémája a nyomás peremértékeinek megállapítása. E peremértékektől alapvetően függ a megoldás – esetleges helytelen peremérték a teljes megoldást teszi értéktelenné.

5.2.2. Dimenziótlanítás

Az örvénytranszport egyenletet a numerikus megoldáshoz célszerű *dimenziótlanítani*. Ehhez felhasználandó:

- egy jellemző hosszúság, a példánkban ez a hossz (L);
- egy vonatkoztatási sebesség (c_0).

A számításban szereplő *dimenziótlan* mennyiségek a következők lesznek:

Dimenziótlan hosszúságok:

$$\xi = \frac{x}{L} \quad \text{és} \quad \eta = \frac{y}{L} \quad (5.2.15)$$

Dimenziótlan sebességek:

$$u = \frac{c_x}{c_0} \quad \text{és} \quad v = \frac{c_y}{c_0} \quad (5.2.16)$$

Dimenziótlan áramfüggvény

$$P = \frac{\psi}{c_0 L} \quad (5.2.17)$$

Dimenziótlan örvényesség

$$Q = \frac{\omega L}{c_0} \quad (5.2.18)$$

A fenti dimenziótlan mennyiségekkel felírt örvénytranszport egyenlet:

$$\frac{\partial^2 Q}{\partial \xi^2} + \frac{\partial^2 Q}{\partial \eta^2} = Re \left(\frac{\partial P}{\partial \eta} \frac{\partial Q}{\partial \xi} - \frac{\partial P}{\partial \xi} \frac{\partial Q}{\partial \eta} \right) \quad (5.2.19)$$

ahol $Re = \frac{c_0 L}{\nu}$, a Reynolds szám

Nagyon érdekes és tanulságos, hogy a dimenziótlanítás eredményeként a jobb oldalon megjelent a Reynolds szám. Ez, részben a Reynolds szám általános használatából következően segíti a tájékozódást, hogy az éppen vizsgált megoldás milyen áramlási zónában helyezkedik, helyezkedhet el. Másrészt a Reynolds szám megjelenése rámutat a dimenziótlanítás általános jelentőségére: ezen az úton az eredeti, dimenziós alaknál általánosabb formára jutunk, ez azonnali következtetéseket enged meg.

A dimenziótlanítás után az alábbi, Poisson típusú, inhomogén, lineáris parciális differenciálegyenlettel adhatjuk meg az áramfüggvényre vonatkozó egyenletet:

$$\frac{\partial^2 P}{\partial \xi^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial \eta^2} = -Q \quad (5.2.20)$$

Megjegyzendő, hogy a numerikus megoldás során bevezetünk még egy un. "cella" Reynolds számot, amiben a "L" jellemző hossz (a példában ez tényleg a hossz, de a gyakorlatban pl. az átmérőt is szokták alkalmazni) helyett a Δx vagy a Δy lépéshossz és a megfelelő helyi sebesség összetevő szerepel. Már itt megjegyezzük, hogy a cella Reynolds szám értékének 2-nél kisebbnek kell lennie ahhoz, hogy az (egyszerű) iterációs eljárás – amellyel a megoldást számítani kívánjuk – konvergens legyen.

A nyomás egy feladatban általában 10^5 [N/m²] nagyságrendű alap értékkel rendelkezik – ez pl. a környezeti nyomás, értéke állandó, jelölése legyen „ p_0 ”. A nyomásra vonatkozó (5.2.13) vagy (5.2.14) egyenletben a nyomás is dimenziótlanítandó, számoljunk a továbbiakban, a szakirodalomban nyomástényezőnek nevezett mennyiséggel:

$$\tilde{p} = \frac{p - p_0}{\rho c_0^2} \quad (5.2.21)$$

Ez az áramlástanban, a hasonlóság elméletnél bevezetett Euler számnak

felel meg. Az így dimenziótlanított nyomás és a korábban bevezetett dimenziótlanítások felhasználásával a következő (Poisson típusú, inhomogén, lineáris parciális differenciálegyenlet) egyenlet írható fel:

$$\Delta \tilde{p} = \frac{\partial^2 \tilde{p}}{\partial \xi^2} + \frac{\partial^2 \tilde{p}}{\partial \eta^2} = 2 \left[\frac{\partial^2 P}{\partial \eta^2} \frac{\partial^2 P}{\partial \xi^2} - \left(\frac{\partial^2 P}{\partial \xi \partial \eta} \right)^2 \right] \quad (5.2.22)$$

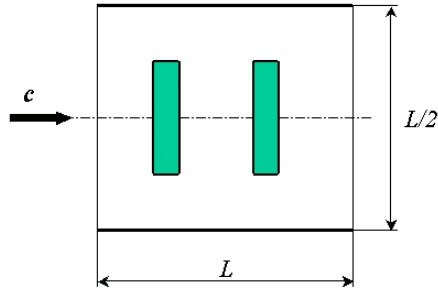
Sajnos, a jelölések itt elég közel kerültek egymáshoz, a nyomás jele a kis p betű, a dimenziótlan áramfüggvényt pedig – a szakirodalom nyomán, a megfelelő görög betű kezdőbetűje szerint – nagy P -vel jelöltük. Remélhető azonban, hogy ez nem okoz problémát, mivel az örvényesség-áramfüggvény számításban a nyomás egyáltalán nem szerepel, a nyomás számításában viszont a dimenziótlan nyomás fordul elő, mely jelölés már jól elkülönül a többi jelöléstől.

Egyébként a (5.2.14) egyenlet a nyomás abszolút értékét nem határozza meg, belőle csak a nyomás megváltozása számítható. Ezért a gyakorlati számításokban a nyomás értékét egy perem pontban meg kell adni és a számított nyomás ezután ehhez az alapértékhez adódik hozzá (vagy ebből vonandó le). Ez az alapérték lehet a (5.2.21)-ben szereplő „ p_0 ”. Így a (5.2.22)-ből számított, dimenziótlan nyomás – lényegében a nyomás tényező – értéke pozitív, ha a számított nyomás a vonatkoztatási nyomásnál nagyobb és negatív, ha kisebb. Ez nyilván azt is jelenti, hogy az abszolút nyomást – ha arra van szükség – a dimenziótlan nyomásból ki kell (és lehet) számolni.

5.3. Mintafeladat

Az örvénytranszport egyenletet - amint azt említettük - a véges differenciák módszerével oldjuk meg. Ez a módszer közvetlenül alkalmazható, de ha közvetlenül alkalmazzuk, akkor mindig a konkrét feladathoz kell illeszteni. (Általánosabb esetben, különböző leképezések közbeiktatásával, szélesebb feladat-osztályra vonatkozó módszerek is kidolgozhatók.) A következőkben egy, konkrét számítási mintafeladatot mutatunk be.

A példában a 5.3.1. ábrán látható kétdimenziós csatornában, egymás mögött elhelyezett, szögletes akadályok körül kialakuló, a matematikai modellnek megfelelő áramlást vizsgáljuk, különböző Reynolds számok mellett.



5.3.1. ábra: A mintafeladat geometriája

A tengelyszimmetria miatt elegendő az áramlás egyik – példánkban a felső – felét vizsgálni. Az ábrán nincsenek konkrét méretek, minden méret a jellemzőnek tekintett " L " hosszúság függvényében adott.

A számításban, az egész feladatot jellemző Reynolds számot az " L " hosszúság, a belépésnél lévő legnagyobb sebesség (c_0) és a levegő kinematikai viszkozitásának (esetünkben válasszuk a $\nu = 1.4410^{-5} \left[\frac{m^2}{s} \right]$ értéket)

felhasználásával határozzuk meg. Ideális közeg esetén ($Re = 0$) nincs meghatározott méret és sebesség, illetve bármilyen méret és sebesség megfelel. Valóságos közeg esetén a példa számítás 110-es Reynolds számig stabil, a Newton féle általánosított iterációval kb. 2000-es Reynolds számig stabilizálható. A 2000-es Reynolds számmal meghatároztuk az átmérő-sebesség szorzatot; a következőkben néhány sebesség-hosszméret párt adunk meg:

$L = 0.1$ [m]	$c_0 = 0.288 \left[\frac{m}{s} \right]$
$L = 0.2$ [m]	$c_0 = 0.144 \left[\frac{m}{s} \right]$
$L = 0.5$ [m]	$c_0 = 0.0576 \left[\frac{m}{s} \right]$

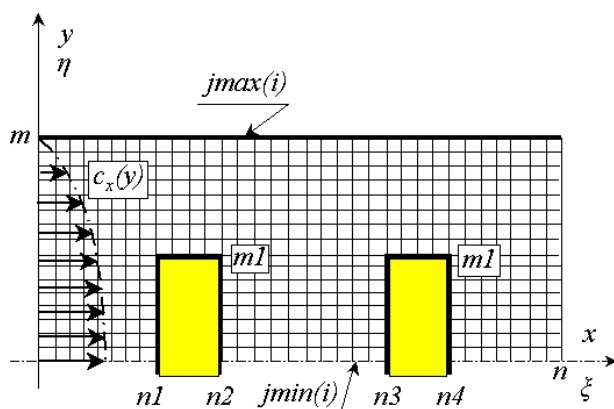
Látható, hogy ez a mintapélda - a felosztás nem túl nagy finomságának megfelelően – csak elegendően kis méretek illetve sebességek esetén működik. Nagyobb feladatok vizsgálata a jelen munkában bemutatott módszerekkel rendkívül munkaigényes, adott esetben a jelenlegi számítástechnikai színvonalnak megfelelően a szükséges számítási idő elérhetetlenül hosszú lesz. Ezért is fejlesztik az egyéb megoldó módszereket, ame-

lyek lényegesen különböző úton jutnak el egy numerikus, közelítő megoldásig.

Ugyanakkor hangsúlyozandó, hogy a matematikai modell összenyomhatatlan közeg stacionárius síkáramlására vonatkozik, egyéb korlátozó feltétellel azonban nincs. Ez azt jelenti, hogy akár lamináris, akár turbulens áramlás is számítható ezzel a módszerrel. Különösen a turbulens áramlások számítása lehet érdekes, hiszen itt semmiféle turbulencia modellre sincs szükség – persze ennek az az ára, hogy igen kis cellamérettel kell számolni. Az általunk bemutatott eljárás tehát egy lehetséges módja a direkt numerikus szimulációnak (DNS) nevezett eljárásnak. Ezzel az eszközzel, jelenleg pl. kis tartományokban turbulencia kutatást lehet folytatni. Másrésztől, amennyiben nem kell ragaszkodni a nagy Reynolds számhoz, akkor ezen az úton az ideálisnál jobb közelítő számítást lehet végezni.

A mintafeladathoz is tartozik, de a numerikus módszernek is nélkülözhetetlen része a perem-feltételek meghatározása. A peremfeltételek fontosságát nem lehet eléggé hangsúlyozni, csak alkalmas, jó peremfeltételekkel juthatunk helyes megoldáshoz. Másképpen fogalmazva, rossz, pl. fizikailag téves peremfeltétel megadása – az alkalmazott megoldási eljárástól függetlenül – a megoldást használhatatlanná teszi. Ezért a peremfeltételekkel külön pontban foglalkozunk.

A mintafeladat későbbiekben konkrétan vizsgálandó felső felét tüntettük fel az 5.3.2. ábrán. Ezen az ábrán látható az a rács is, amellyel a számítási tartományt lefedjük, illetve amelynek belső rács pontjaiban az ismeretlen függvény értékeket számítjuk. A tartomány szélső – perem pontjaiban pedig a peremfeltételek határozzák meg az áramfüggvény illetve az örvénység értékét.



5.3.2. ábra: A tartomány ráccsal történő lefedése

5.4. Peremfeltételek

5.4.1. Az áramfüggvényre vonatkozó peremfeltételek

A feladatok peremfeltételei rendkívül változatosak lehetnek és ezeket nekünk kell előírni. Vizsgáljuk először az áramfüggvényt. A 6.2. ábrán látható áramlást láthatóan két áramvonal határolja: felül a csatorna fala (ezt a továbbiakban "f" indexszel jelöljük) és alul a középvonal, illetve az akadályok fala. Ez utóbbi, törött-vonallal jellemezhető perem mentén az áramfüggvény értékét nullának választjuk. A felső peremen az áramfüggvény értéke szintén állandó, meghatározásához azonban a belépő sebesség-eloszlás szükséges.

Legyen a belépő sebesség az "y" koordináta négyzetes függvénye, azaz:

$$c_x = c_0 \left[1 - \left(\frac{y}{y_f} \right)^2 \right] \quad (5.4.1)$$

illetve dimenziótlan mennyiségekkel:

$$u = \left[1 - \left(\frac{\eta}{\eta_f} \right)^2 \right] \quad (5.4.2)$$

Számítsuk ki rögtön a belépésnél az áramfüggvény értékét is (feltéve, hogy a szimmetria tengelynél az értéke nulla):

$$\psi_{be} = c_0 \int_0^y \left[1 - \left(\frac{y}{y_f} \right)^2 \right] dy = c_0 \left(y - \frac{y^3}{3 y_f^2} \right) \quad (5.4.3)$$

illetve, ismét a dimenziótlan értékeket alkalmazva:

$$P_{be} = \left(\eta - \frac{\eta^3}{3 \eta_f^2} \right) \quad (5.4.4)$$

A felső áramvonalon az áramfüggvény értékét a fenti képletekbe történő - megfelelő, azaz y_f illetve η_f behelyettesítésével határozzuk meg.

A teljességhez már csak a kilépés meghatározása hiányzik: itt feltesszük,

hogy az "y" irányú sebesség összetevő (v) nulla, azaz:

$$\frac{\partial \psi}{\partial x} = \frac{\partial P}{\partial \xi} = 0 \quad (5.4.5)$$

Az alsó, a felső és a belépő perem tehát elsőfajú, vagyis itt az áramfüggvény konkrét értéke adott, a kilépő perem másodfajú, itt csak az áramfüggvény deriváltját írtuk elő. Ez azt is jelenti, hogy a kilépésnél az áramfüggvény értékeket külön kell számolni.

5.4.2. Az örvényességre vonatkozó peremfeltételek

Az örvényességre (ω illetve Q) vonatkozó peremfeltételek jóval bonyolultabbak, mint az áramfüggvényre vonatkozó peremfeltételek. Meghatározásuk – az előző ponthoz hasonlóan – általános elvek alapján történik ugyan, de részleteiben csak a konkrét, mintafeladatra lesznek érvényesek.

Örvényesség a szimmetria-vonalon:

A szimmetria vonalon – éppen a szimmetria miatt – az örvényesség azonosan nulla, ide értve a szimmetriavonal és az akadály-falak közös pontját is.

Örvényesség a szilárd falakon:

a szilárd falakon – a tapadási feltétel miatt – a sebesség nulla, azaz: $u = 0$ és $v = 0$. A feladatban szereplő falak az "x" illetve az "y" tengellyel párhuzamosak. Tekintsük először az "x" tengellyel párhuzamos falakat, ekkor:

$$\psi(x) = \text{áll.} \quad \text{azaz} \quad \omega_{fal} = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} \quad \text{illetve} \quad Q_{fal} = -\frac{\partial^2 P}{\partial \eta^2} \quad (5.4.6)$$

miközben:

$$c_x = 0 \quad \text{tehát} \quad u = 0$$

ebből következik:

$$\frac{\partial \psi}{\partial y} = \frac{\partial P}{\partial \eta} = 0 \quad (5.4.7)$$

Az "y" tengellyel párhuzamos fal a fentiekhez hasonlóan vizsgálható:

$$\psi(y) = \text{áll.} \quad \text{azaz} \quad \omega_{fal} = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} \quad \text{illetve} \quad Q_{fal} = -\frac{\partial^2 P}{\partial \xi^2} \quad (5.4.8)$$

miközben:

$$c_y = 0 \quad \text{tehát} \quad v = 0$$

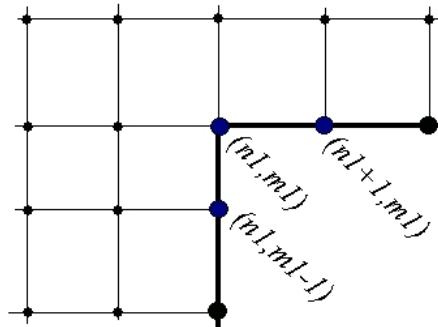
ebből következik:

$$\frac{\partial \psi}{\partial x} = \frac{\partial P}{\partial \xi} = 0 \quad (5.4.9)$$

A konkrét differenciaséma kialakításakor tehát a falakon lévő pontokban a fenti összefüggések alapján számítjuk majd az örvényességet - ezek szerint a falak másodfajú peremet jelentenek.

Örvényesség a sarokpontokban:

A mintafeladatban kétféle sarokpont szerepel. Az első típushoz tartozó un. "belső" pontok a szimmetriavonal és a szilárd falak közös pontjai. Itt az örvényesség, mint már rámutattunk, nulla. A második típus az un. "külső" sarokpont (5.4.1. ábra).



5.4.1. ábra: Külső sarokpont

A vizsgált sarokpont - a későbbiekben bemutatandó diszkrétizációnak megfelelően - az $(n1, m1)$ indexekkel adható meg. Azt látjuk, hogy az $(n1, m1-1)$, $(n1, m1)$ és az $(n1+1, m1)$ pont hármass egy áramvonalon van, azaz a hozzájuk rendelt áramfüggvény érték azonos. A konkrét összefü-

gést – célszerűen – a feladat diszkretizálása után mutatjuk be. Itt is látható azonban, hogy ez is másodfajú perem.

Örvényesség a belépésnél:

A belépésnél a sebesség párhuzamos az "x" tengellyel, ezért az áramfüggvény "x" szerinti deriváltja nulla lesz, ebből pedig következik, hogy:

$$\omega_{be} = -\frac{\partial^2 \psi_{be}}{\partial y^2} \quad \text{azaz} \quad Q_{be} = -\frac{\partial^2 P}{\partial \eta^2} = \frac{2\eta}{\eta_f^2} \quad (5.4.10)$$

Örvényesség a kilépésnél:

A kilépésnél feltesszük, hogy a kilépő közeg az "x" tengellyel párhuzamosan áramlik - azaz a zavarások hatása már lecsengett - ezért feltesszük, hogy az örvényesség "x" irányban nem változik:

$$\frac{\partial \omega}{\partial x} = \frac{\partial Q}{\partial \xi} = 0 \quad (5.4.11)$$

Ezzel a teljes peremfeltétel rendszer a rendelkezésünkre áll, a peremfeltételek egyértelmű megadása pedig a feladat megoldásának szükséges feltétele.

A nyomás számításához szintén szükségesek a peremfeltételek, sőt, tulajdonképpen azok határozzák meg a megoldást, a lehetséges megoldások közül a peremfeltételek segítségével választjuk ki a feladathoz illeszkedő, konkrét megoldást. A nyomás számításával azonban később foglalkozunk, először az áramfüggvény-örvényesség egyenlet párt oldjuk meg.

Ez fizikai szempontból akár megtévesztő képet is kelthet: úgy tűnik, hogy, mivel az áramfüggvényt és az örvényességet, tehát lényegében a két sebességkomponenst a nyomástól függetlenül ki tudjuk számolni, azért a nyomástól ezek valóban nem függenek. Ez nyilván nincs így: egy áramlásban a nyomás és a sebesség szigorúan összefügg – és ez itt sem lehet másképp. E kapcsolat egy irányban itt is feltétel nélkül működik: a nyomás-eloszlást a sebesség eloszlás ismeretében számíthatjuk. Ezért persze a nyomás eloszlás nem lehet akármilyen, hanem meg kell feleljen a sebességképnek; így az ellenkező irányú kapcsolat sem torzul és a sebességkép is megfelel a nyomásképnek. Amiről szó van, az mindössze az, hogy a matematikai manipulációnak köszönhetően a feladatot sikerült úgy szétválasztani, hogy egy része – de csak ez a része – a másik résztől függetlenül legyen megoldható.

5.5. Az örvényesség és az áramfüggvény számítása

A feladat közelítő megoldását a véges differenciák módszerével határozzuk meg. Ehhez a vizsgált tartományt egy ráccsal kell lefedni (5.3.2. ábra), a megoldásokat e rács rácspontjaiban határozzuk meg. Át kell írni továbbá a (5.2.19) és (5.2.20) differenciálegyenlet-rendszert differencia egyenletekké. Ehhez a differenciálhányadosokat differenciáhányadosokkal kell közelítenünk.

5.5.1. Diszkretizáció

Az egyszerűség kedvéért a véges differenciák alkalmazásához szükséges rácsot úgy választjuk, hogy:

- a lépésköz mindkét koordináta tengely irányába legyen azonos;
- a falak éppen rácspontokon keresztül húzódjanak;
- a falak vagy az "x", vagy az "y" koordináta tengellyel legyenek párhuzamosak.

E feltételek jelentősen egyszerűsítik a feladat megoldását, bár – természetesen – az általánosságot korlátozzák. A célunk azonban csak az örvénytranszport egyenlet egy lehetséges konkrét megoldásának bemutatása és nem egy teljesen általános numerikus eljárás kidolgozása.

Az "L" hosszúságot (5.3.1. és 5.3.2. ábra) "n" részre osztjuk és az "x" tengely mentén történő lépést az "i" indexszel jelöljük. Ezzel:

$$x_i = i \Delta x; \quad 0 \leq i \leq n \quad \text{ahol} \quad \Delta x = \frac{L}{n} \quad (5.5.1)$$

illetve dimenziótlan esetben, a "ξ" tengely mentén:

$$\xi_i = i \Delta \xi; \quad 0 \leq i \leq n \quad \text{ahol} \quad \Delta \xi = s = \frac{1}{n} \quad (5.5.2)$$

Az "y" tengely irányában a csatorna, a mintafeladatban választott geometriának megfelelően (5.3.1. ábra) L/4 magasságú; ebben az irányban a lépést a "j" indexszel jelöljük, így:

$$y_j = j \Delta y; \quad 0 \leq j \leq \frac{n}{4} \quad \text{ahol} \quad \Delta y = \Delta x; \quad \text{és} \quad m = \frac{n}{4} \quad (5.5.3)$$

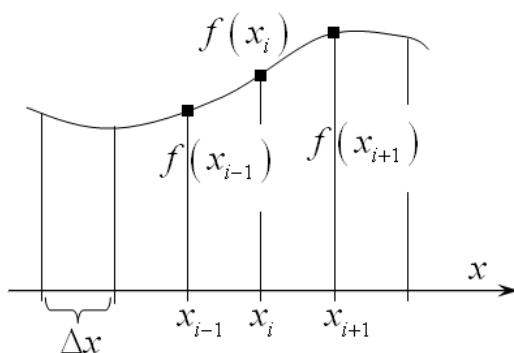
illetve ismét a dimenziótlan változókat tekintve, az "η" tengely mentén:

$$\eta_j = j \Delta\eta; \quad 0 \leq j \leq \frac{n}{4} \quad \text{ahol} \quad \Delta\eta = \Delta\xi = s \quad (5.5.4)$$

Az 5.3.1. illetve 5.3.2. ábrákon látható, hogy a szimmetria tengelyt négy szilárd fal metszi. Ezek helyzetét rendre az $n1$, $n2$, $n3$ és $n4$ indexek jelölik. Az első pár illetve a második pár is össze van kötve egy-egy "x" tengellyel párhuzamos szilárd fallal, ezek azonos magsságon futnak, így a helyzetüket az (egyetlen) $m1$ index határozza meg. (Más felvételnél más érték is választható – ezek a konkrét választások csak ebben, a mintafeladatban érvényesek.) Példaként említjük csak, hogy az örvényességre vonatkozó peremfeltétel csoportból a sarokpontok másodfajú peremfeltételeit ezek szerint az $(n1, m1)$, $(n2, m1)$, $(n3, m1)$ és az $(n4, m1)$ pontokra kell alkalmazni. A ráccsal lefedett, konkrét számozással ellátott tartományt az 5.3.2. ábrán tüntettük fel. Az 5.3.2. ábrán szereplő „ $jmax(i)$ ” és „ $jmin(i)$ ” mennyiségek rendre a felső illetve az alsó peremet jelölik – ezeket a jelöléseket a számítógépi program egyszerűsítése érdekében vezetjük be.

A diszkretizáció azt jelenti, hogy az eredeti differenciálegyenleteket differencia egyenletté írjuk át. Méghozzá ezt itt úgy tesszük, hogy az átírt egyenletek, a megfelelő határérték képzésével pontosan az eredeti, kiinduló differenciálegyenleteket szolgáltatassák.

A differencia átíráshoz a differenciálhányadosok véges differenciával való közelítésére van szükség. A feladatunkban első- és másodrendű, parciális differenciálhányadosok fordulnak elő – ezért ezek átírására mutatunk példát.



5.5.1. ábra: Függvény segédábra

Az 5.5.1. ábra alapján a következő elsőrendű differenciahányadosokat definiálhatjuk:

$$\frac{\partial f}{\partial x} \approx \frac{\Delta f}{\Delta x} \quad (5.5.5)$$

itt az alábbi lehetőségek kínálkoznak:

retrográd differencia hányados (elsőrendűen pontos)

$$\frac{\partial f}{\partial x} \approx \frac{\Delta f}{\Delta x} = \frac{f(x_i) - f(x_{i-1})}{x_i - x_{i-1}} = \frac{f_i - f_{i-1}}{x_i - x_{i-1}} \quad (5.5.6)$$

centrális differencia hányados (másodrendűen pontos)

$$\frac{\partial f}{\partial x} \approx \frac{\Delta f}{\Delta x} = \frac{f(x_{i+1}) - f(x_{i-1})}{x_{i+1} - x_{i-1}} = \frac{f_{i+1} - f_{i-1}}{x_{i+1} - x_{i-1}} \quad (5.5.7)$$

haladó differencia hányados (elsőrendűen pontos)

$$\frac{\partial f}{\partial x} \approx \frac{\Delta f}{\Delta x} = \frac{f(x_{i+1}) - f(x_i)}{x_{i+1} - x_i} = \frac{f_{i+1} - f_i}{x_{i+1} - x_i} \quad (5.5.8)$$

Az (5.5.6)-(5.5.8) képletekben bevezettük azt, a később általánosan használt írásmódot, ami szerint a független változó indexét kiírtuk a függvény elnevezése mellé, miközben magát a független változót már ki sem írtuk. Ez az írásmód nagyon kedvező módon rövidíti le a véges differencia képletek felírását és teljesen egyértelmű, hiszen az index kölcsönösen egyértelműen azonosítja a független változó értékét, illetve ezért az index ugyanúgy, kölcsönösen egyértelműen azonosítja a függvény értéket is.

Olyannyira hasznos ez a jelölés, hogy a ténylegesen működő programban is pont így, egy-egy, két-indexes változóval lehet a keresett áramfüggvényt ($P_{i,j} \Rightarrow P(i,j)$), valamint örvényességet ($Q_{i,j} \Rightarrow Q(i,j)$) azonosítani. Vagyis a hely-koordináta a számításban, explicit formában meg sem jelenik.

A numerikus megoldáshoz szükség van másodrendű differencia hányadosra is. Ezt az alábbi módon számíthatjuk (másodrendűen pontos):

$$\frac{\partial^2 f}{\partial x^2} \approx \frac{\Delta \left(\frac{\Delta f}{\Delta x} \right)}{\Delta x} = \frac{\frac{f_{i+1} - f_i}{x_{i+1} - x_i} - \frac{f_i - f_{i-1}}{x_i - x_{i-1}}}{x_{i+\frac{1}{2}} - x_{i-\frac{1}{2}}} \quad (5.5.9)$$

Korábban már kikötöttük, hogy a lépésköz mindkét irányban állandó, ekkor az (5.5.5)-től (5.5.9)-ig terjedő egyenletek az alábbi formában írhatók fel:

$$\begin{aligned}\frac{\partial f}{\partial x} &\approx \frac{\Delta f}{\Delta x} = \frac{f_i - f_{i-1}}{\Delta x}; \\ &= \frac{f_{i+1} - f_{i-1}}{2\Delta x}; \\ &= \frac{f_{i+1} - f_i}{\Delta x};\end{aligned}\tag{5.5.10}$$

Ezzel rendelkezésre áll rendre a retrográd, centrális és a haladó első rendű differencia hányados. Ezek közül a konkrét számításban majd csak a centrális sémát használjuk majd. A másodrendű differencia hányados pedig, az elsőrendű haladó és retrográd differencia hányados különbsége:

$$\frac{\partial^2 f}{\partial x^2} \approx \frac{f_{i+1} - 2f_i + f_{i-1}}{\Delta x^2}\tag{5.5.11}$$

Az eddig bemutatott differencia átírási módok a lehető legegyszerűbb átírást jelentik. Az elsőrendűen pontos a lineáris approximációt, a másodrendűen pontos a másodfokú approximációt jelenti. Természetesen sok, más, akár több alappontra is támaszkodó átírási képlet létezik vagy konstruálható – ezek pontossága az alappontok számának növelésével emelhető. Itt elegendőnek gondoljuk az előbbieken bevezetett, legegyszerűbb közelítést.

A differenciálhányadosok differencia-hányadosra történő átírásakor az (5.5.10), illetve (5.5.11) megfelelő alakját használjuk, úgy, hogy az „ f ” függvény helyére a dimenziótlan áramfüggvényt (P), illetve a dimenziótlan örvényességet (Q) írjuk. Az első és másodrendű deriváltak közelítésekor egyaránt használjuk a centrális differencia sémát. Az áramfüggvény differencia hányadosai:

$$\frac{\partial P}{\partial \xi} \cong \frac{P_{i+1j} - P_{i-1j}}{2\Delta \xi} \quad \text{és} \quad \frac{\partial P}{\partial \eta} \cong \frac{P_{ij+1} - P_{ij-1}}{2\Delta \eta}\tag{5.5.12}$$

illetve a másodrendű differencia hányadosok:

$$\frac{\partial^2 P}{\partial \xi^2} \cong \frac{P_{i+1j} - 2P_{ij} + P_{i-1j}}{\Delta \xi^2} \quad \text{és} \quad \frac{\partial^2 P}{\partial \eta^2} \cong \frac{P_{ij+1} - P_{ij} + P_{ij-1}}{\Delta \eta^2} \quad (5.5.13)$$

Továbbá az örvényesség differencia hányadosai:

$$\frac{\partial Q}{\partial \xi} \cong \frac{Q_{i+1j} - Q_{i-1j}}{2\Delta \xi} \quad \text{és} \quad \frac{\partial Q}{\partial \eta} \cong \frac{Q_{ij+1} - Q_{ij-1}}{2\Delta \eta} \quad (5.5.14)$$

illetve a másodrendű differencia hányadosok:

$$\frac{\partial^2 Q}{\partial \xi^2} \cong \frac{Q_{i+1j} - 2Q_{ij} + Q_{i-1j}}{\Delta \xi^2} \quad \text{és} \quad \frac{\partial^2 Q}{\partial \eta^2} \cong \frac{Q_{ij+1} - Q_{ij} + Q_{ij-1}}{\Delta \eta^2} \quad (5.5.15)$$

5.5.2. Klasszikus relaxáció

A (5.2.19) és (5.2.20) egyenletekre - a klasszikus relaxáció módszerének megfelelően - a (5.5.9) és (5.5.10) szerinti első és másodrendű centrális differencia-hányadosok felhasználásával explicit differencia sémát írunk fel:

$$Q_{ij} = \frac{-B_{ij} + Q_{i+1j} + Q_{i-1j} + Q_{ij+1} + Q_{ij-1}}{4} \quad (5.5.16)$$

ahol

$$B_{ij}^x = Re \left(\frac{P_{ij+1} - P_{ij-1}}{2s} \frac{Q_{i+1j} - Q_{i-1j}}{2s} - \frac{P_{i+1j} - P_{i-1j}}{2s} \frac{Q_{ij+1} - Q_{ij-1}}{2s} \right)$$

és

$$B_{ij} = B_{ij}^x s^2$$

valamint

$$P_{ij} = \frac{s^2 Q_{ij} + P_{i-1j} + P_{i+1j} + P_{ij-1} + P_{ij+1}}{4} \quad (5.5.17)$$

illetve bevezetjük a

$$\Delta\xi = \Delta\eta = s$$

jelölést, vagyis a lépésköz minkét irányban állandó és egyenlő.

A klasszikus relaxáció azt jelenti, hogy a belső pontokban – valamely kezdeti közelítésből kiindulva - kiszámítjuk a dimenziótlan áramfüggvény és örvényesség értékeket; ezt az eljárást mindaddig folytatjuk, amíg a rendre az egyes pontokban két egymást követő közelítés eltérése kisebb nem lesz, mint egy előre megadott hiba (ebben az esetben beszélünk Cauchy konvergenciáról), vagy a számítás - konvergencia hiányában - maximális lépésszám, esetleg túlsordulás miatt le nem áll. A fenti sorban három leállási feltétel olvasható. Az első a szabályszerű programvég: a számítás akkor van rendben, ha a program futása során a közelítő megoldás konvergál és a hiba elegendően kicsi lesz. Ez azonban nem mindig következik be – ennek különféle okai lehetnek – ilyenkor illik biztosítani, hogy a program egy idő után leálljon és jelezze, hogy a futás nem volt rendben. A második két leállási eset tulajdonképpen ezt jelenti.

Az (5.5.16) és (5.5.17) differencia egyenletek megfelelnek az (5.2.19) és (5.2.20) differenciálegyenleteknek, ha a lépésköz nullához tart, a differencia egyenletekből pontosan a differenciálegyenleteket kapjuk vissza. Az ilyen differencia sémát nevezzük *konzisztensnek*. (Néhány gyakorlati számítás esetén találkozhatunk olyan differencia sémával is, ahol ez a tulajdonság nem teljesül.)

(5.2.19) és (5.2.20) pontos megoldása – a teszt futtatásoktól eltekintve – ismeretlen, így az egyes közelítő megoldások és a pontos megoldás eltérése közvetlenül nem határozható meg. Amit vizsgálni tudunk, az a leképezett közelítő érték és a (5.1.1) szerinti „ f ” eltérése. Lineáris feladat esetében azonban, ha csak a megoldás konvergál, akkor minden további nélkül kijelenthető, hogy a közelítő megoldás valóban a tényleges megoldáshoz tart. Általában egyébként egy-egy numerikus módszer jóságát, használhatóságát akár sokszor is ellenőrzik. Idegen szóval ezt validálásnak nevezzük. A teszt futtatások éppen erre valók: az eljárásunkkal olyan feladatot oldunk meg, amelynek ismerjük az eredményét (pl. mérésből) – így megvizsgálható, hogy a kidolgozott eljárás valóban a helyes eredményre vezet-e? Elvileg több, jó eredményű teszt futtatás ad alapot arra, hogy a módszert egy, ismeretlen eredményű problémára alkalmazzuk.

Amennyiben azt tapasztaljuk, hogy egy és egy rákövetkező lépésben ka-

pott közelítő megoldások egymástól való eltérése a lépésszám növekedésével csökken, akkor önmagában konvergens vagy más néven Cauchy konvergens sorozatot kapunk. Az ilyen sorozat határértéke pedig jó közelítéssel azzal a közelítő megoldással közelíthető, amelyre a konvergencia feltétel teljesült, vagyis amikor a két egymást követő közelítő megoldás egymástól való eltérése egy, előre megadott hibánál kisebb lesz. A közelítő megoldások sorozatának konvergenciáját tehát a gyakorlati számítás mutatja, amennyiben a már említett cella Reynolds számok értéke sehol sem lesz 2-nél nagyobb, akkor az eljárás konvergens, más szóval *stabil*. Lineáris (kvázi-lineáris) parciális differenciál-egyenletek esetében ki mondható: ha a diszkretizálással kapott séma *konzisztens* és a megoldás a fenti értelemben *stabil*, akkor fizikai értelemben **konvergens**, azaz ezen a módon a tényleges megoldáshoz közeli megoldást kapunk.

Kitekintő megjegyzésként szólunk arról, hogy a gyakorlati számításokban a centrális differencia sémát igen ritkán alkalmazzák – helyette több, más, jóval kevésbé számításigényes séma fordul elő. Ilyenek az „áramlási iránnyal korrigált séma”, az „exponenciális séma”, a „hatványtörvény séma” vagy a „hibrid séma”. Ezekre a *következetesség*, *korlátosság*, *transzportivitás* és *peremesség* elnevezésű tulajdonság négyest követelik meg – lényegében azért, mert ezek a sémák nem konzisztensek, csak nagyon közel állnak a konzisztenséghez. Így a közelítő megoldás, ami eleve hibával terhelt, lényegében ugyanúgy megkapható ezen differencia sémák használatával is – ha a számítási hiba elegendően kicsi, akkor a megoldás éppen olyan jó lehet, mint a centrális differenciákkal kapott közelítés, viszont a számítási igény annyira lecsökken, hogy ezekkel a módszerekkel a gyakorlatban fontos feladatok már elfogadható idő alatt megoldhatók. E munkában nem foglalkozunk ezekkel a módszerekkel, részint azért, mert ezek meglehetősen terjedelmesek, részint azért, mert ezek a módszerek önmagukban még nem működőképesek, a ténylegesen működő programokban különböző „trükkök” alkalmazandók (pl. belső iterációk), ezek révén alakítható ki gyakorlatilag is jól működő program. Az e munkában választott út, illetve módszer egyszerű és tiszta, lehet, hogy éppen ezért adott esetben nagyon sok számítási munkával járhat.

5.5.3. A peremértékek számítása

Az áramfüggvényre vonatkozó peremek számítása a belépés illetve a szimmetria-tengely és falak által alkotott áramvonalak mentén triviális, a kilépésnél követendő eljárást azonban meg kell határoznunk. A kilépésről azt állítjuk, hogy az másodfajú perem, ott az "y" irányú sebesség összetevő nulla. Gondolatban egészítsük ki a feladatot lefedő rácsot egy $n+1$ -edik oszloppal. Alkalmazzuk erre a (5.5.17) kifejezést, ahol a "v" sebesség-összetevő nulla volta miatt:

$$P_{n+1 j} = P_{n-1 j} \quad (5.5.18)$$

Tehát:

$$P_{n j} = \frac{s^2 Q_{n j} + 2P_{n-1 j} + P_{n j-1} + P_{n j+1}}{4} \quad (5.5.19)$$

ahol

$$j = 1, 2, \dots, \frac{n}{4} - 1$$

Az örvényességre vonatkozó peremfeltételek között léteznek elsőfajúak, ezek:

- a "középvonal"-on, beleértve a falakkal alkotott metszéspontokat - itt a szimmetria miatt az örvényesség azonosan nulla;
- a belépésnél - itt a (5.4.10) alapján számítható az örvényesség.

A másodfajú peremeket a szilárd falakon, a (5.4.6)-(5.4.9) összefüggéseknek megfelelően számítjuk.

A felső fal:

Vezessük be, az áramfüggvénynél követett eljáráshoz hasonlóan - az " $m+1$ "-edik, fiktív vonalat, ennek segítségével kifejezhető a falon az örvényesség:

$$Q_{i m} = - \frac{P_{i m+1} - 2P_{i m} + P_{i m-1}}{s^2} \quad (5.5.20)$$

$$\text{de } \frac{\partial P}{\partial \eta} = 0 \Rightarrow P_{i m-1} = P_{i m+1}$$

Ezzel kiküszöböljük a fiktív pontot és megkapjuk a számításban alkalmazott összefüggést:

$$Q_{i m} = \frac{2}{s^2} (P_{i m} - P_{i m-1}) \quad (5.5.21)$$

ahol $0 < i \leq n$

Az "x" tengellyel párhuzamos további két falszakasz (itt $n1 < i < n2$ és $n3 < i < n4$, miközben $j = m1$):

A követett gondolatmenet a (5.4.6)-(5.4.9) összefüggésekre épül. A felső fal esetén bemutatott eljárással szemben csak az a különbség, hogy az "m1-1"-edik fiktív vonalat vezetjük be, ezzel:

$$Q_{i m1} = \frac{2}{s^2} (P_{i m1} - P_{i m1+1}) \quad (5.5.22)$$

Felhívjuk a figyelmet arra, hogy a sarokpontokra - természetesen - ez a kifejezés nem vonatkozik, azokra külön egyenleteket írunk fel. Éppen ezért az „i” index határainál mindenütt a kisebb relációkat használtuk.

Az "y" tengellyel párhuzamos négy falszakasz (itt $i = n1, i = n2, i = n3$ és $i = n4$, illetve $0 < j < m1$):

A követendő gondolatmenet az előbbiekkal lényegében azonos, a fiktív falszakaszt természetesen mindig a fal áramlással ellentétes oldalán vesszük fel. A számítási összefüggések:

$$Q_{i j} = \frac{2}{s^2} (P_{i j} - P_{i-1 j}) \quad (5.5.23)$$

ahol: $i = n1$ és $i = n3, 0 < j < m1$

$$Q_{i j} = \frac{2}{s^2} (P_{i j} - P_{i+1 j}) \quad (5.5.24)$$

ahol: $i = n2$ és $i = n4, 0 < j < m1$

A sarokpontok:

Az 5.3.1.-es ábrának megfelelően négy olyan sarokpont van, ahol az örvényességet számítani kell. Ezekben az esetekben az örvényességet (5.2.6)-ból kifejezve kapjuk a megfelelő számítási összefüggéseket:

$$Q_{n1\ m1} = -\frac{P_{n1-1\ m1} + P_{n1\ m1+1} - 2P_{n1\ m1}}{s^2} \quad (5.5.25)$$

$$\text{mert: } P_{n1\ m1-1} = P_{n1\ m1} = P_{n1+1\ m1} \quad \text{és: } i=n1, \ j=m1$$

$$Q_{n2\ m1} = -\frac{P_{n2+1\ m1} + P_{n2\ m1+1} - 2P_{n2\ m1}}{s^2} \quad (5.5.26)$$

$$\text{mert: } P_{n2-1\ m1} = P_{n2\ m1} = P_{n2\ m1-1} \quad \text{és: } i=n2, \ j=m1$$

$$Q_{n3\ m1} = -\frac{P_{n3-1\ m1} + P_{n3\ m1+1} - 2P_{n3\ m1}}{s^2} \quad (5.5.27)$$

$$\text{mert: } P_{n3\ m1-1} = P_{n3\ m1} = P_{n3+1\ m1} \quad \text{és: } i=n3, \ j=m1$$

$$Q_{n4\ m1} = -\frac{P_{n4+1\ m1} + P_{n4\ m1+1} - 2P_{n4\ m1}}{s^2} \quad (5.5.28)$$

$$\text{mert: } P_{n4-1\ m1} = P_{n4\ m1} = P_{n4\ m1-1} \quad \text{és: } i=n4, \ j=m1$$

A kilépés:

A kilépésnél feltesszük, hogy az örvényesség "x" irányban nem változik. Ugyanakkor az áramfüggvényre itt szintén ez a feltétel érvényes. Ebből következik, hogy a (5.5.16)-nál definiált segéd-tömb (B_{ij}^x) azonosan nulla - itt tehát az örvényesség egyenlete egy egyszerű Laplace egyenletre redukálódik. Ezzel a számítási összefüggés:

$$Q_{nj} = \frac{2Q_{n-1\ j} + Q_{n\ j-1} + Q_{n\ j+1}}{4} \quad (5.5.29)$$

$$\text{ahol: } 0 < j < m.$$

Megjegyzendő, hogy a $j = 0$ esetben az örvényesség nulla, mivel ez szimmetria vonalon fekvő pontot jelent; a $j = m$ esetben pedig a felső falra bevezetett összefüggés szerint számolunk.

Ezzel a feladat korrekt kitűzésű: a belső és a perempontokra egyaránt megadtuk a használandó számítási összefüggéseket.

A fentiek alapján konkrét számítógépi program készült – a minenki számára hozzáférhető „Yabasic” programozási nyelven. E program a Szerző honlapján megtalálható, itt csak a példaszámítás eredményeit ismertetjük.

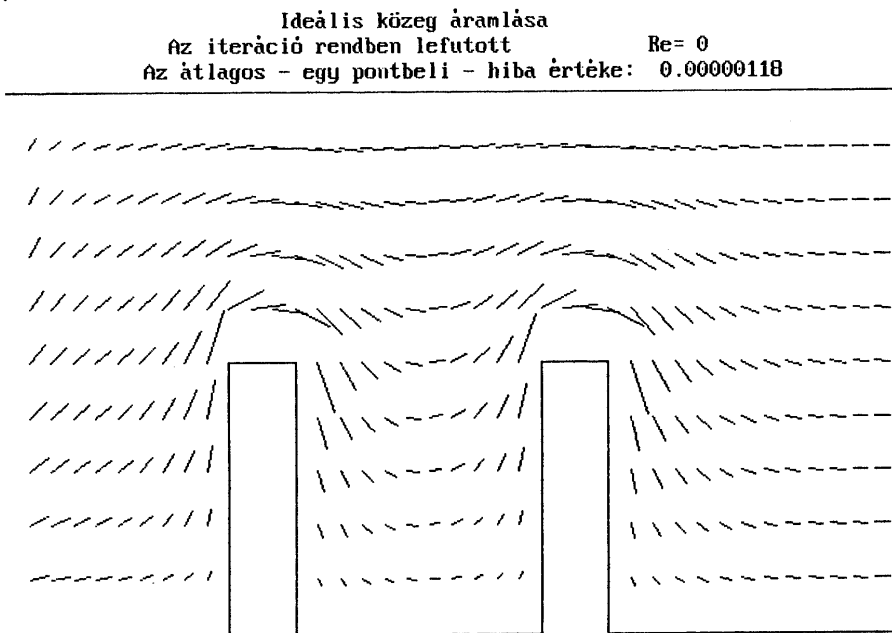
5.6. Az áramfüggvény-számítások eredményei

A programok futtatásával különböző esetek számításait lehet elvégezni. Az eredmény a képernyőn jelenik meg, ezeket a képeket másoltuk ide.

A képeken az egyes rács-pontokban értelmezett, az ottani sebességgel arányos hosszúságú és sebesség irányú egyenes vonalakat rajzoltattunk. Az áramlás az ábrákon balról jobbra halad – ez a haladási irány a bemutatott eredmények többségén szembe is tűnik. A sebesség egyenesek pedig – rájuk pillantva – alkalmasak arra, hogy áramvonalakat és ezzel áramképet lássunk. A számítási eredmények birtokában, természetesen más környezetben az itt következőknél jobb minőségű ábrát is lehet készíteni.

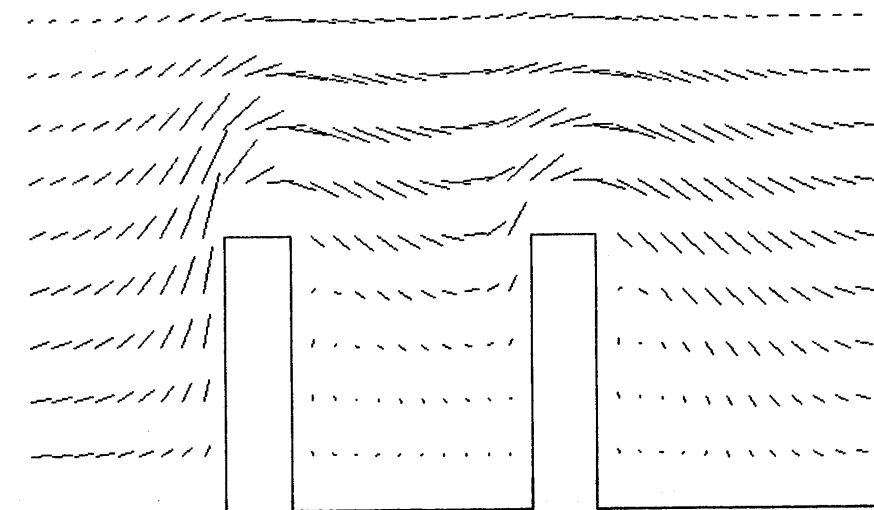
A program sokféle Reynolds számra képes eredményt szolgáltatni, itt csak három, jellegzetesnek tekinthető eredményt mutatunk be. Az első rögtön a 6.5. ábrán látható, ideális közeg áramlását mutató ábra.

Megfigyelhető, hogy a közeg a két akadály előtt és után tökéletesen azonos módon viselkedik. Erre, nyilvánvalóan csak az ideális közeg képes – valóságos, sűrűlódásos közegnél ez a viselkedés lehetetlen. Ez tehát egyúttal egy olyan konkrét eset is, ahol az ideális közeg nem felel meg.



5.6.1. ábra: Ideális közeg áramlása

Valóságos közeg lamináris áramlása
Az iteráció rendben lefutott $Re = 100$
Az átlagos - egy pontbeli - hiba értéke: 0.00000117

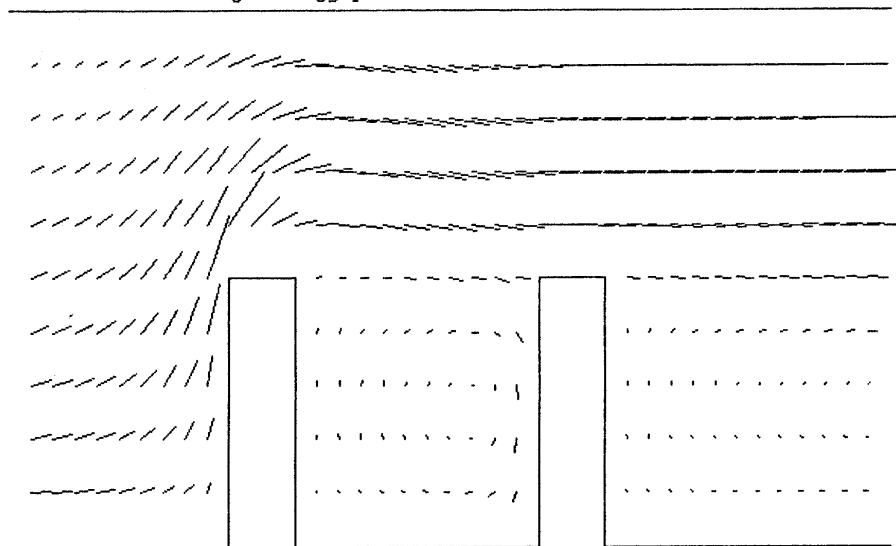


5.6.2. ábra: Áramkép 100-as Reynolds szám estén

Az 5.6.2. ábra a valóságos közeg lassú ($Re=100$) lamináris áramlásakor kialakuló áramképet mutatja. Az áramkép részben (a felső része) hasonló az ideális közeg esetén számított áramképhez, az akadályok körüli áramlás azonban döntő mértékben más: mindkét akadály mögött örvény kialakulása látható. Ugyanakkor az akadályok mögötti viselkedés – a kis áramlási sebességnek köszönhetően – meglehetősen hasonló.

Erősen különbözik viszont egymástól a két akadály előtti áramkép: az első előtt jelentős sebességek alakulnak ki, a második előtt viszont jelentősen kisebbek a sebességek. Hasonlóképpen különbség látszik a kilépésnél is, a valóságos áramlást modellező számításban, a kilépő keresztmetszetben megjelent a testek mögötti örvénylés irányváltató hatása.

Valóságos közeg lamináris áramlása
Az iteráció rendben lefutott $Re = 1000$
Az átlagos - egy pontbeli - hiba értéke: 0.00000124



5.6.3. ábra: Gyorsabb áramlás áramképe

Az 5.6.3. ábrán valóságos közeg, 1000-es Reynolds számmal történő áramlásakor kialakuló áramkép látható. Ez a számítás a Newton féle, általánosított iterációval kiegészített módszer eredménye – az egyszerű relaxáció csak 110-es Reynolds számig stabil.

Az áramkép az ideális áramlás áramképétől döntő módon különbözik, illetve úgy viselkedik, ahogyan azt józan ésszel, a tapasztalataink alapján el is várnánk. Vagyis azt látjuk, hogy az akadályok a mögöttük lévő áramlási teret mintegy lezárják.

Látható ezen az ábrán egy, viszonylag intenzív örvény is, a két akadály között, ez az örvény szinte nekiszorul a második test előlapjának. A második test mögött pedig áramlási holt-tér alakul ki, az ott fellépő sebességek értéke eléggé kicsi.

Megemlítendő még az első test első lapjának felső élénél kialakuló, nagy sebességű áramlás rész, ami az akadály miatt alakul ki. Végül, de nem utolsósorban azt említjük meg, hogy az akadályok „előre-hatása” az ideális közegben sokkal erősebb (a sebesség sokkal nagyobb mértékben módosul távol az első test előtt), mint a valóságos közeg esetén. Ez a hatáskülönbség nagyobb Reynolds számok esetében egyre dominánsabb. Ez egy, bevezető jellegű magyarázat lehet arra a gyakorlatban alkalmazott eljárásra, ami szerint egyes numerikus módszereknél az áramlási iránnyal

korrigált sémákat alkalmaznak.

A számítás –természetesen – elvégezhető nagyobb Reynolds számokra is. Az itt leírtak szerint felépített program azonban pl. 3000-es Reynolds számnál már egészen irreális eredményre vezet, itt már ez a program nem alkalmazható. Ez egy példa arra is, hogy ha egy program, valamilyen konfigurációban egyes esetekben korrekt módon működik, akkor az még nem jelenti azt, hogy mindig működik.

5.7. A nyomás peremértékei

A nyomást a (5.2.22) numerikus megoldásából számíthatjuk. Az áramfüggvény és az örvényesség ismeretében a (5.2.22) másodrendű, lineáris, elliptikus parciális differenciál egyenlet, ami pl. relaxációval egyszerűen megoldható, a differencia egyenletté történő átírás a már bemutatott elvek szerint konzisztens lesz, a megoldás feltétel nélkül stabil, vagyis a konvergencia biztos. A számításban a legnagyobb és legfontosabb probléma a megfelelő peremfeltételek meghatározása. Ez a feladat nem is oldható meg mindig megfelelő módon.

Tekintsük először az áramlásokban jelen lévő *falat*, legyen ez a fal az „ x ” tengellyel párhuzamos. A falon mindkét sebesség komponens nulla ($c_x = 0$ és $c_y = 0$), ezért az általunk vizsgált stacionárius áramlás esetében (5.2.5) és (5.2.6) bal oldala nulla lesz – ebben az esetben a következő két, egyszerűbb alakú Navier-Stokes egyenletet kapjuk:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = \nu \left(\frac{\partial^2 c_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 c_x}{\partial y^2} \right) \quad (5.7.1)$$

és

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} = \nu \left(\frac{\partial^2 c_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 c_y}{\partial y^2} \right) \quad (5.7.2)$$

Az „ x ” tengellyel párhuzamos fal esetén a $c_x = c_x(y)$, vagyis „ x ”-től nem függ, mivel a fal mentén ez a sebesség összetevő (is) azonosan nulla. Akkor viszont (5.7.1) a következő módon írható át:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = \nu \left(\frac{\partial^2 c_x}{\partial y^2} \right) = -\nu \frac{\partial \omega}{\partial y} \quad (5.7.3)$$

mert:

$$\omega = \frac{\partial c_y}{\partial x} - \frac{\partial c_x}{\partial y} \quad \text{itt tehát} \quad \omega = \frac{\partial c_y}{\partial x}$$

A (5.7.3)-at a következő módon dimenziótlanítjuk:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\rho c_0^2}{L} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \xi} = -\nu \frac{c_0}{LL} \frac{\partial Q}{\partial \eta}$$

illetve az egyszerűsítések után:

$$\frac{\partial \tilde{p}}{\partial \xi} = -\frac{1}{\text{Re}} \frac{\partial Q}{\partial \eta} \quad (5.7.4)$$

Ez már a gyakorlatban is használható összefüggés: az örvényesség falra merőleges változásából számítható a nyomás fal menti megváltozása. A (5.7.2)-t is átírhatjuk erre az esetre:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} = \nu \left(\frac{\partial^2 c_y}{\partial y^2} \right) \quad (5.7.5)$$

mert a szóban forgó fal mellett:

$$\frac{\partial^2 c_y}{\partial x^2} \equiv 0, \text{ hiszen } c_y = c_y(y)$$

Alakítsuk át kissé az (5.7.5)-ben, a zárójelben szereplő deriváltat:

$$\frac{\partial}{\partial y} \frac{\partial c_y}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left(-\frac{\partial c_x}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(-\frac{\partial c_x}{\partial y} \right) = \frac{\partial \omega}{\partial x}$$

mivel a folytonosság miatt:

$$\frac{\partial c_y}{\partial y} = -\frac{\partial c_x}{\partial x}$$

tehát:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} = \nu \frac{\partial \omega}{\partial x} \quad (5.7.6)$$

Ezzel az átalakítással (5.7.5) a következő formában írható fel:

$$\frac{\partial \tilde{p}}{\partial \eta} = \frac{1}{\text{Re}} \frac{\partial Q}{\partial \xi} \quad (5.7.7)$$

(5.7.7) szerint az örvényesség fal menti változásából a nyomás falra merőleges változása számítható. Ezt az összefüggést – a szakirodalom szerint – sarokpontok esetén célszerű alkalmazni.

Amennyiben a fal „y” irányú, akkor a $c_x = 0$ és $c_y = 0$ igaz, továbbá az „y” tengellyel párhuzamos fal esetén a $c_y = c_y(x)$, vagyis „y”-tól nem függ. Ezek szerint az (5.7.2)-ből a következő, egyszerű egyenletet kapjuk:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} = \nu \left(\frac{\partial^2 c_y}{\partial x^2} \right) = \nu \frac{\partial}{\partial x} \frac{\partial c_y}{\partial x} = \nu \frac{\partial \omega}{\partial x} \quad (5.7.8)$$

Dimenziótlantítás után ismét az (5.7.7) egyenletet kapjuk. Hasonló megfontolások szerint juthatunk (5.7.1)-ből a (5.7.5) kifejezéshez. A szakirodalom ezt a peremfeltétel típust Thom-féle peremfeltételnek nevezi és a következő formában általánosítja:

$$\frac{\partial \tilde{p}}{\partial s} = \frac{1}{\text{Re}} \frac{\partial Q}{\partial n} \quad \text{és} \quad \frac{\partial \tilde{p}}{\partial n} = - \frac{1}{\text{Re}} \frac{\partial Q}{\partial s} \quad (5.7.9)$$

ahol: az „s” a dimenziótlan érintő menti, „n” a dimenziótlan normális menti koordináta

A második fontos perem a *belépés* illetve a *kilépés*. A mintapéldában mindkét ilyen hely az „y” tengellyel párhuzamos. Mivel ezeken a helyeken a c_y sebesség összetevő azonosan nulla, azért kimondható, hogy:

$$\frac{\partial c_y}{\partial y} \equiv 0; \quad \text{illetve} \quad \frac{\partial^2 c_y}{\partial y^2} \equiv 0;$$

továbbá a folytonosság miatt: (5.7.10)

$$\frac{\partial c_x}{\partial x} = 0;$$

Ezzel (5.7.1) ismét felírható, és a következő módon alakítható át:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = \nu \left(\frac{\partial^2 c_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 c_x}{\partial y^2} \right) = \nu \left(-\frac{\partial}{\partial y} \frac{\partial c_y}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \frac{\partial c_x}{\partial y} \right) = -\nu \frac{\partial \omega}{\partial y} \quad (5.7.11)$$

Ezzel visszakaptuk az (5.7.3)-at, azzal a megjegyzéssel, hogy a belépésnél az örvényesség a (5.4.10) kifejezéssel adott, tehát a nyomás „x” szerinti változása ismert, a belépésre másodfajú perem alkalmazandó. A kilépésnél a helyzet hasonló, csak ott nem áll rendelkezésre az örvényesség zárt alakú függvénye, a numerikus értékeket kell felhasználni. Megjegyzendő, hogy ha (5.7.2)-ből indulnánk ki, akkor olyan egyenletre jutnánk, ami harmadrendű differenciál hányadost tartalmaz és így alkalmazása a gyakorlati számításokban nem célszerű.

A harmadik szükséges peremfajta a *szimmetria* vonal. Ez a mintafeladat esetében az „x” tengellyel párhuzamos (igazából maga az „x” tengely). A szimmetria tengelyen a következő összefüggések érvényesek:

$$c_y = 0; \text{ tehát } c_y = c_y(y); \quad \text{illetve} \quad \frac{\partial c_y}{\partial x} = 0;$$

$$\text{továbbá} \quad \frac{\partial^2 c_y}{\partial x^2} = 0; \quad (5.7.12)$$

$$\text{végül az } \omega = 0 \text{ miatt } \frac{\partial c_x}{\partial y} = 0$$

Ezek alapján felírható, hogy a nyomás az „y” tengely irányában nem változik. Ez eleve várható volt, hiszen ez szimmetria tengely! Számolni viszont ezzel a feltétellel nem célszerű. Helyette tekintsük az (5.2.5) egyenletet, illetve az alábbi, a sebességek valamint deriváltjaik figyelembe vételével egyszerűsített alakját:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = -c_x \frac{\partial c_x}{\partial x} + v \left(\frac{\partial^2 c_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 c_x}{\partial y^2} \right) \quad (5.7.13)$$

A korábbi számolásoknál már bemutattuk, hogy (5.7.13) jobb oldalának második tagja az örvényesség „y” szerinti parciális deriváltja. Amiről szó van, az szimmetria vonal, amelyen maga az örvényesség értéke nulla és eloszlása e vonalra szimmetrikus, tehát a szóban forgó derivált értéke nulla. Eszerint a következő egyenletre jutunk:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = -c_x \frac{\partial c_x}{\partial x} = -\frac{\partial \psi}{\partial y} \frac{\partial^2 \psi}{\partial x \partial y} \quad (5.7.14)$$

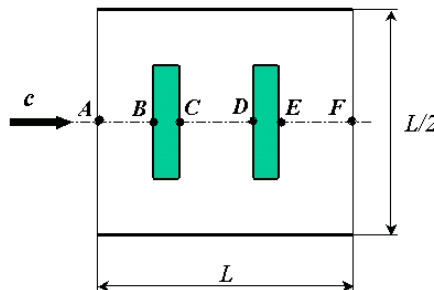
Illetve dimenziótlan változókkal:

$$\frac{\partial \tilde{p}}{\partial \xi} = -\frac{\partial P}{\partial \eta} \frac{\partial^2 P}{\partial \xi \partial \eta} \quad (5.7.15)$$

A nyomás számítása végeredményben tehát úgy megy, hogy a perem egy pontjában megadunk egy meghatározott nyomás értéket és az összes többi perem pontban másodfajú peremmel számolunk. A tényleges számolásra kidolgozott program a Szerző honlapjáról szintén hozzáférhető.

A szimmetria vonalra levezetett peremfeltétel egyébként fizikailag azt jelenti, hogy a szimmetria vonalon nem lévén örvényesség, súrlódási veszteség sem keletkezik. Ebből pedig következik, hogy a nyomás (5.7.15) helyett az ideális közegre, a szimmetria vonal megfelelő pontjai közé felírt Bernoulli egyenlet alapján számítható.

A nyomást – mint már említettük – a perem egy pontjában egy, konkrét értékkel meg kell adni. Legyen ez a 5.7.1. ábrán feltüntetett „A” pont, legyen itt a dimenziótlan nyomás értéke: $\tilde{p}_A := 0$



5.7.1. ábra: A nyomás számításánál alkalmazott segéd pontok

Ez tulajdonképpen azt jelenti, hogy a statikus nyomás az „A” pontban éppen a p_0 , alapértékkel egyenlő. A „B” pontban ébredő statikus nyomás éppen az össznyomással egyenlő, mivel ott a sebesség nulla (torlópont). A nyomástényező értéke pedig:

$$p_B = p_0 + \frac{\rho}{2} c_0^2$$

innen (5.2.21) szerint következik, hogy:

$$\tilde{p}_B = \frac{p_B - p_0}{\rho c_0^2} = \frac{1}{2} \quad (5.7.16)$$

Végeredményben az „A-B” szakaszra felírható, a dimenzióatlanított Bernoulli egyenlet:

$$\tilde{p} + \frac{u^2}{2} = \frac{1}{2} \quad (5.7.17)$$

A „C” és „D” pontokról ebben a lépésben csak annyit mondhatunk, hogy ott a nyomások egyenlők egymással, de nyilván nem egyenlők a p_B nyomással, hiszen az akadály megkerülése komoly energia veszteséggel jár. Az „E” és „F” pont tekintetében az „A-B” reláció érvényesül ugyan, de mivel a kilépési sebesség nem eleve ismert, így ezek a nyomások a számítás során kapnak majd értéket. Általánosan a „C-D” szakaszra felírható:

$$\tilde{p} + \frac{u^2}{2} = \tilde{p}_C = \tilde{p}_D \quad (5.7.18)$$

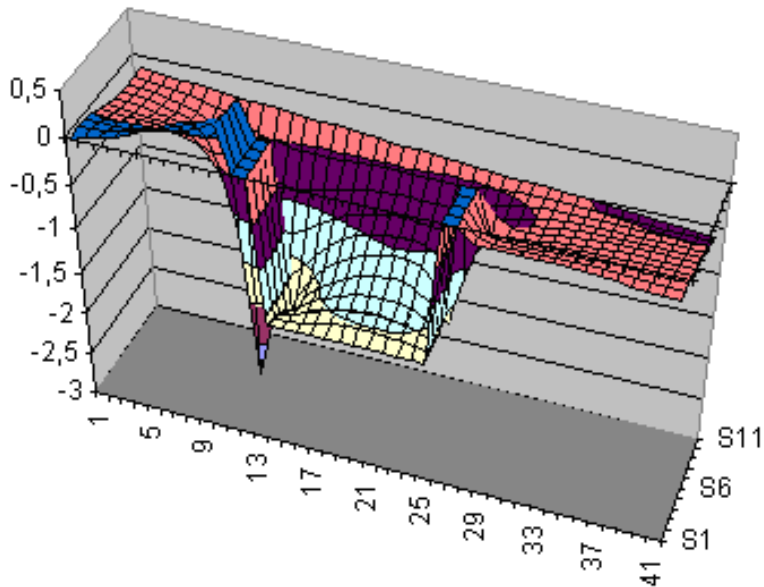
Illetve az „E-F” szakaszra írhatjuk:

$$\tilde{p} + \frac{u^2}{2} = \tilde{p}_E \quad (5.7.19)$$

Záró megjegyzésként érdemes kiemelni azt a tényt, hogy a súrlódási veszteség az örvényesség megváltozásával arányos: ahol az örvényesség nem változik, ott súrlódás nem jelentkezik.

5.8. A nyomászámítás eredményei

A számítás végeredményét egy „Excel” táblázatkezelő programmal rajzolt ábrán, az 5.8.1. ábrán tüntettük fel. Alapvető, hogy e számítások érvényességét - a numerikus módszerek általános gyakorlatának megfelelően - méréssel lehet igazolni. Az eredményről – nagyon nagy vonalakban – annyit azért el lehet mondani: az ábrán látható nyomástényező-eloszlás nagyjából megfelel a fizikai elvárásoknak.



5.8.1. ábra: A nyomás számítás eredménye

A nyomástényező egyedül az első akadály előtti pontokban pozitív – itt a még friss közeg fékeződik le és ezért jogos a nyomásnövekedés. A belépésnél a középvonaltól kifelé kis mértékben csökken a nyomás, ez a csökkenés folytatódik végig a felső fal mentén.

Valamennyire a belépéshez hasonló nyomáscsökkenés – bár ott kisebb mértékű – figyelhető meg a kilépésnél. Igen jelentős a nyomáscsökkenés az első akadály mögött és valamivel kisebb a második akadály mögött.

Az itt bemutatott számítás részben rendkívül egyszerű – hiszen a célunk éppen egy egyszerű számítás felépítése volt. Másrészt talán jól rávilágít a modern numerikus módszerek néhány tipikus problémájára.

Ábrajegyzék

1.1.1. ábra: Csigaházás örvényszivattyú felépítése	7
1.1.2. ábra: Radiális átömlésű járókerék	8
1.1.3. ábra: Axiális be- és radiális kiömlésű járókerék.....	8
1.1.4. ábra: Félaxiális átömlésű járókerék	9
1.1.5. ábra: Axiális átömlésű járókerék	9
1.1.6. ábra: Járókerek sorba kapcsolása.....	11
1.1.7. ábra: Járókerek párhuzamos kapcsolása	12
1.2.1. ábra: A szivattyú-berendezés munkavégzése	14
1.2.2. ábra: Örvényszivattyú jelleggörbéi, veszteségek.....	20
1.2.3. ábra: Örvényszivattyú üzemi jelleggörbéje	20
1.3.1. ábra: Szivattyú-berendezés munkapontja	25
1.3.2. ábra: A munkapont vándorlása egy hidrofor feltöltésekor	26
1.3.3. ábra: Labilis jelleggörbéjű szivattyú munkapontjai.....	27
1.3.4. ábra: Szivattyúindítás instabil jelleggörbénél.....	28
1.3.5. ábra: Örvénygépek teljesítményfelvétele	30
1.3.6. ábra: A szivattyún átáramló folyadék energiatartalmának alakulása	31
1.3.7. ábra: Örvényszivattyú szívótér és járókerék meridián metszete	32
1.4.1. ábra: Örvényszivattyú szabályozása fojtással.....	36
1.4.2. ábra: A belépő sebességi háromszög alakulása előperdítéses szabályozásnál	37
1.4.3. ábra: Örvényszivattyú szabályozása megcsapolással.....	39

1.4.4. ábra: Örvényszivattyú szabályozása fordulatszám-változtatással ..	41
1.4.5. ábra: Örvényszivattyú lépcsős szabályozása	42
2.1.1. ábra: Dugattyús kompresszor felépítése	45
2.1.2. ábra: Lépcsős dugattyús kétfokozatú kompresszor kialakítási lehetőségei	46
2.1.3. ábra: Léghűtéses dugattyús kompresszor	46
2.1.4. ábra: Reavell dugattyús kompresszorok gázszállítási tartománya .	47
2.1.5. ábra: Károstérrel rendelkező ideális dugattyús kompresszor indikátordiagramja	49
2.1.6. ábra: A nyomásviszony növelésének hatása p - V diagramban	51
2.1.7. ábra: A nyomásviszony növelésének hatása a töltési fokra.....	52
2.1.8. ábra: Dugattyús kompresszor valóságos indikátordiagramja	53
2.1.9. ábra: Az indikált középnyomás meghatározása.....	57
2.1.10. ábra: Kétfokozatú fekvő dugattyús kompresszor elvi vázlata, kompaund (balra) és tandem (jobbra) elrendezésben, közbenső visszahűtéssel	58
2.1.11. ábra: Az első és második fokozat munkafolyamata p - V diagramban	59
2.1.12. ábra: Kétfokozatú dugattyús kompresszor valóságos indikátordiagramja.....	59
2.1.13. ábra: Szabályozás szívószelep kitámasztással.....	61
2.1.14. ábra: Szabályozás szívóoldali fojtással.....	62
2.1.15. ábra: Szabályozás teljes elzárással	63
2.1.16. ábra: Megcsapolásos szabályozás szívóvezetékbe (balra), szívóoldali tartályba (középen) visszakötéssel és szabadba engedéssel (jobbra)	63

2.1.17. ábra: Szabályozás pót károstér beiktatásával.....	64
2.2.1. ábra: Lamellás kompresszor	65
2.2.2. ábra: Forgólapátos kompresszor elvi vázlata.....	65
2.2.3. ábra: Lamellás kompresszor indikátordiagramja.....	66
2.2.4. ábra: Méretezésinél nagyobb nyomásra dolgozó lamellás kompresszor többletmunkája.....	68
2.2.5. ábra: Méretezésinél kisebb nyomásra dolgozó lamellás kompresszor többletmunkája.....	68
2.2.6. ábra: Lamellás kompresszor belseje	69
2.2.7. ábra: Szabályozás szívórészbe visszavezetéssel.....	72
2.3.1. ábra: Csavarkompresszor rotorjai.....	73
2.3.2. ábra: Csavarkompresszor működése 1.	74
2.3.3. ábra: Csavarkompresszor működése 2. és 3.	74
2.3.4. ábra: Csavarkompresszor működése 4. és 5.	75
2.3.5. ábra: Csavarkompresszor indikátordiagramja	75
2.3.6. ábra: Kenés nélküli csavarkompresszor	77
2.3.7. ábra: Vízhűtéses kétfokozatú csavarkompresszor berendezés sémája	79
2.3.8. ábra: Léghűtéses kétfokozatú csavarkompresszor berendezés elvi vázlata.....	80
2.3.9. ábra: Forgószeleppel szabályozható csavarkompresszor	82
2.3.10. ábra: Csavarkompresszor jelleggörbéje.....	83
2.4.1. ábra: Spirálkompresszor álló és mozgó spiráljai	84
2.4.2. ábra: Spirálkompresszor kompressziófolyamata	85

2.4.3. ábra: Axiális (balra) és radiális (jobbra) rések a spirálkompresszorban	86
2.4.4. ábra: Hűtőgép spirálkompresszorának felépítése	87
2.5.1. ábra: Kényszerlökötű dugattyúk	91
2.5.2. ábra: Radiál dugattyús szivattyú állítható lökethosszal	92
2.5.3. ábra: Axiál dugattyús szivattyú	93
2.5.4. ábra: Dugattyús szivattyú működési vázlata és indikátor diagramja	94
2.5.5. ábra: Szívószelep 2.5.6. ábra: Nyomászelep	95
2.5.7. ábra: Szívószelep 2.5.8. ábra: Szívóütemben gáz	95
2.5.9. ábra: Egyhengeres, egyszeres működésű dugattyús szivattyú folyadékszállítása	97
2.5.10. ábra: Kéthengeres, egyszeres működésű dugattyús szivattyú folyadékszállítása	97
2.5.11. ábra: Nyomólégüst.....	98
2.6.1. ábra: Membránszivattyú elvi vázlata.....	103
2.7.1. ábra: Szárnyszivattyú elvi vázlata	104
2.8.1. ábra: Külső fogazású fogaskerék szivattyú vázlata	105
2.8.2. ábra: Belső fogazású fogaskerék szivattyú működési vázlata	106
2.8.3. ábra: Piskóta szivattyú működési vázlata	106
2.8.4. ábra: A fogaskerék szivattyú geometriai szállítása.....	107
3.1.1. ábra: A mesterséges hűtés elve.....	111
3.1.2. ábra: A kompresszoros hűtő kapcsolási vázlata	114
3.1.3. ábra: Az ammónia-víz oldat fázisdiagramja.....	116

3.1.4. ábra: Fojtószelep nélküli abszorpciós hűtőgép.....	118
3.1.5. ábra: Egyszeres hűtési effektusú abszorpciós hűtőgép.....	119
3.1.6. ábra: Peltier-elem.....	121
3.1.7. ábra: Expanziós hűtésű hűtőkonténer.....	122
3.1.8. ábra: Gáz hűtőközeges, kompresszoros hűtőgép működési vázlata	123
3.1.9. ábra: Carnot hűtő körfolyamat.....	124
3.1.10. ábra: Gáz munkaközeges hűtőgép ideális hűtő körfolyamata	125
3.1.11. ábra: Hűtő körfolyamat valóságos gáz munkaközeggel.....	129
3.1.12. ábra: Turbó léghűtőgép működési vázlata.....	131
3.1.13. ábra: Gőz T-s diagramja.....	132
3.1.14. ábra: A log p – i diagram felépítése.....	133
3.1.15. ábra: Az R134a jelű munkaközeg log p-i diagramja.....	134
3.1.16. ábra: Egyfokozatú kompresszoros hűtőgép működési vázlata ...	135
3.1.17. ábra: Gőz munkaközeges hűtőgép T-s diagramja.....	136
3.1.18. ábra: Gőz munkaközeges hűtő körfolyamat T-s diagramja expanziós géppel és fojtással.....	137
3.1.19. ábra: Gőz munkaközeges, egyfokozatú, fojtószelepes ideális hűtő körfolyamat log p–i diagramja.....	140
3.1.20. ábra: Gőz munkaközeges hűtő körfolyamat T-s diagramja utóhűtéssel.....	140
3.1.21. ábra: Gőz munkaközeges hűtő körfolyamat log p – i diagramja utóhűtéssel.....	141
3.1.22. ábra: Gőz munkaközeges, belső utóhűtéses egyfokozatú hűtőgép működési vázlata.....	142

3.1.23. ábra: Gőz munkaközeges, belső utóhűtéses egyfokozatú hűtőgép T-s diagramja	142
3.1.24. ábra: Gőz munkaközeges, belső utóhűtéses egyfokozatú hűtőgép log p–i diagramja	143
3.1.25. ábra: Külső visszahűtő közeges megosztott kompressziójú, gőz munkaközeges hűtőgép működési vázlata.....	144
3.1.26. ábra: Külső visszahűtő közeges megosztott kompressziójú, gőz munkaközeges hűtő körfolyamat log p–i diagramja.....	145
3.1.27. ábra: Saját visszahűtő közeges megosztott kompressziójú, gőz munkaközeges hűtőgép működési vázlata.....	147
3.1.28. ábra: Saját visszahűtő közeges megosztott kompressziójú, gőz munkaközeges hűtőgép log p–i diagramja	147
3.2.1. ábra: Álló hőtároló anyagú regeneratív hőcserélő beépítése	153
3.2.2. ábra: Forgó regeneratív hőcserélő vázlata	154
3.2.3. ábra: Merev csőköteges hőcserélő	156
3.2.4. ábra: A csőtérben kétjáratú, merev csőköteges hőcserélő terelőlemezekkel.....	157
3.2.5. ábra: Merev csőköteges hőcserélő kettős csőköteggel, kompenzátorral és terelővel.....	158
3.2.6. ábra: Zárt rendszerű úszófejes hőcserélő.....	158
3.2.7. ábra: U – csöves hőcserélő	158
3.2.8. ábra: Csőkígyós hőcserélő vázlata.....	160
3.2.9. ábra: Hajótestbe épített csőkígyós hőcserélő („testhűtő”).....	161
3.2.10. ábra: Léghűtés csőkígyós hőcserélővel	161
3.2.11. ábra: Kondenzátor hőcserélő autó légkondicionáléhoz.....	162
3.2.12. ábra: Permetező hűtő vázlata.....	163

3.2.13. ábra: Heller – Forgó féle hűtőtorony	164
3.2.14: Kettős csöves hőcserélő vázlata	165
3.2.15. ábra: Spirállemezes hőcserélő metszete	166
3.2.16. ábra: Spirál lemezes hőcserélő működése	167
3.2.17. ábra: A kompakt lemezes hőcserélő működése	168
3.2.18. ábra: A bordázat áramlás irányító hatása.....	169
3.2.19. ábra: Csavarokkal összeszerelt lemezes hőcserélő	170
3.2.20. ábra: Keményforrasztott kompakt lemezes hőcserélő	171
3.2.21. ábra: Hőátvitel egy elemi hőátadó felületnél.....	174
3.2.22. ábra: Hőátvitel egy elemi, szennyezett hőátadó felületnél	177
3.2.23. ábra: Jellemző áramlási körülmények a hőátadási tényező meghatározásánál	178
3.2.24. ábra: Hőcserélő egyenáramú kapcsolásban	179
3.2.25. ábra: Közeghőmérséklet változás egyenáramú hőcserélőben $W_1 > W_2$ és $W_1 < W_2$ esetben, azonos be és kilépő hőmérsékleteknél	180
3.2.26. ábra: A közeghőmérséklet változása egyenáramú hőcserélőben	181
3.2.27. ábra: A közeghőmérséklet változása ellenáramú hőcserélőben .	181
3.2.28. ábra: ϵ korrekciós tényező egy köpenyoldali és két csőoldali járatú hőcserélőhöz (U csöves).....	185
3.2.29. ábra: Egyenáramú hőcserélő közeghőmérséklet változása.....	186
3.2.30. ábra: Párhuzamos egyenáramú felületi hőcserélők Bošnjaković - féle termikus hatásfoka.....	190
3.2.31. ábra: Egyenáramú hőcserélő hőmérséklet lefutása azonos hőkapacitás áramok esetén	191

3.2.32. ábra: Ellenáramú hőcserélő hőmérséklet lefutása azonos hőkapacitás áramok esetén	192
3.2.33. ábra: Egyenáramú hőcserélő hőmérséklet függvényei azonos kilépési hőmérsékletnél	193
3.2.34. ábra: Ellenáramú hőcserélő hőmérséklet függvényei azonos kilépési hőmérsékletnél	193
4.1.1. ábra: Mollier-féle i-x diagram	198
4.1.2. ábra: i-x diagram jellegzetes vonalai	199
4.1.3. ábra: A komfortérzetet adó hőmérséklet és légsebesség összefüggése	200
4.1.4. ábra: Páratartalom és hőmérséklet összefüggése.....	201
4.1.5. ábra: Gépjármű hőterhelése	205
4.1.6. ábra: A szellőző levegő mennyiségének meghatározása (nyári állapot).....	207
4.1.7. ábra: Fűtés	208
4.1.8. ábra: Felületi hűtés esetei	209
4.1.9. ábra: A nedves hőcsere esetei.....	211
4.1.10. ábra: Nedves levegő keverése.....	214
4.2.1. ábra: Ablakklíma	215
4.2.2. ábra: Klímaszekrény	216
4.2.3. ábra: Split klíma	217
4.2.4. ábra: Friss levegős, nedves hűtésű klímakészülék.....	219
4.2.5. ábra: Kevert levegős, nedves hűtős klímakészülék	219
4.2.6. ábra: Kevert levegős, felületi hűtős klímakészülék.....	220

4.2.7. ábra: A teljes klímarendszer	220
4.2.8. ábra: Ventilátoros (bal)és indukciós klímakonvektor (jobb).....	222
4.2.9. ábra: Több légkezelő elemes, folyadékhűtős központi klímarendszer.....	223
4.3.1. ábra: Az autó-klíma berendezés felépítése	225
4.3.2. ábra: A kompresszor (és más segédelemek) hajtásának módjai több szíjjal (bal) és egyetlen szíjjal (jobb).....	225
4.3.3. ábra: Kompakt buszklíma (tetőklíma).....	226
4.3.4. ábra: A hőmérséklet beállítása légkeverővel.....	227
4.3.5. ábra: Tetőbe építhető vasúti klímaberendezés.....	228
4.3.6. ábra: Nagy személyhajók folyadékhűtős központi rendszere.....	230
4.3.7. ábra: Kedvtelésű hajók multi-split rendszer	231
4.3.8. ábra: Luxusjacht klímarendszere folyadékhűtővel.....	231
4.3.9. ábra: A Boeing 737-800 kabinlevegő rendszere.....	233
5.3.1. ábra: A mintafeladat geometriája	247
5.3.2. ábra: A tartomány ráccsal történő lefedése.....	248
5.4.1. ábra: Külső sarokpont.....	251
5.5.1. ábra: Függvény segédábra	254
5.6.1. ábra: Ideális közeg áramlása.....	263
5.6.2. ábra: Áramkép 100-as Reynolds szám estén	264
5.6.3. ábra: Gyorsabb áramlás áramképe.....	265
5.7.1. ábra: A nyomás számításánál alkalmazott segéd pontok.....	270
5.8.1. ábra: A nyomás számítás eredménye.....	272

Táblázatjegyzék

1.1.1. táblázat: Járókerék - típus jellemzők	10
2.5.1. táblázat: Dugattyú sebesség függvények néhány jellemző meghajtó mechanizmusnál	96
2.5.2. táblázat: Dugattyús szivattyú folyadékszállításának jellemzői	100
4.1.1. táblázat: Nyári belső hőmérsékletek célszerű értékei	201
4.1.2. táblázat: Emberi hőleadás értékei	203
4.1.3. táblázat: Emberi páraleadás értékei	204

Irodalomjegyzék

Felhasznált irodalom az 1.1.-1.4. fejezetekhez

- 1.1. *Dr. Fűzi Olivér: Áramlástechnikai gépek és rendszerek, Tankönyvkiadó, Budapest, 1991*
- 1.2. *Dr. Benedek Zoltán: Áramlástan gépek, Tankönyvkiadó, Budapest, 1990*
- 1.3. *Dr. Czibere Tibor: Áramlástechnikai gépek Vízgépek, Tankönyvkiadó, Budapest, 1990*
- 1.4. *Dr. Gausz Tamás, Dr. Sánta Imre: Hő- és áramlástan I-II, elektronikus jegyzet, 2010*
- 1.5. *Beneda Károly, Dr. Simongáti Győző, Dr. Veress Árpád: Járművek Hő- és Áramlástechnikai Berendezései I., elektronikus jegyzet, 2010.*
- 1.6. *Dr. Fűzi Olivér: Vízgépek, Tankönyvkiadó, Budapest, 1966*

Felhasznált irodalom a 2.1.-2.4. fejezetekhez

- 2.1. *Fűzy Olivér: Áramlástechnikai gépek, Tankönyvkiadó, 1978.*
- 2.2. *Dr. Benedek Zoltán: Áramlástechnikai gépek, Tankönyvkiadó, 1990.*
- 2.3. *Dr. Czibere Tibor: Áramlástechnikai gépek, Tankönyvkiadó, 1970.*
- 2.4. *Dr. Fülöp Zoltán: Gázturbinák, Műszaki Könyvkiadó, 1975.*
- 2.5. *Dr. Pásztor Endre: Előadásvázlatok a Hő- és Áramlástechnikából I.-II.*
- 2.6. *Dr. Szabó Szilárd: Erő- és munkagépek I.-II., 2005, (digitális kiadás)*
- 2.7. *Dr. Kullmann László: Előadásvázlat az Áramlástechnikai gépek című BMEGEVGAG02 kódú tárgyhoz, 2009, (digitális kiadás)*
- 2.8. *www.ge.com, GE, Oil & Gas, Centrifugal & Axial Compressors (digitális katalógus)*
- 2.9. *Michael Cervenka: The Rolls-Royce Trent engine, ppt előadás, 2000, (digitális anyag)*
- 2.10. *Kiss Endréné Dr. Hunyadi Ildikó: Hő- és áramlástechnikai gépek, Tértfogatkiszorítású kompresszorok jegyzet, kézirat*
- 2.11. *www.mandiesel.com katalógusok*
- 2.12. *www.compair.com katalógusok*

- 2.13. *www.reavell.com katalógusok*
- 2.14. *www.gdwittig.de - Gardner Denver Wittig katalógusok*
- 2.15. *Carrier Corporation: Scroll compressors, High efficiency compression for commercial and industrial applications, 2004*
- 2.16. *Lawrence Berkeley National Laboratory: Improving Compressed Air System Performance - a sourcebook for industry*
- 2.17. *GanzAir Kft., Tóth Tibor: Forgólapátos kompresszorok (digitális anyag a www.ganzair.hu-oldalról)*
- 2.18. *http://www.domnickh.co.uk/tech_centre.asp*
- 2.19. *gascompressors.ca - Brahma Compression Ltd.*
- 2.20. *www.atlascopco.com katalógusok*
- 2.21. *www.pneumofore.com katalógusok*
- 2.22. *Jeffrey R. LaPlante - Ariel Corporation Rotary Screw Compression Process, Prepared for the Gas Machinery Research Council Conference, October 7, 2003*

Felhasznált irodalom a 2.5.-2.8. fejezetekhez

- 2.23. *Dr. Fűzi Olivér: Áramlástechnikai gépek és rendszerek, Tankönyvkiadó, Budapest, 1991*
- 2.24. *Dr. Benedek Zoltán: Áramlástan gépek, Tankönyvkiadó, Budapest, 1990*
- 2.25. *GAMF: Hő- és Áramlástechnikai gépek (Segédlet II.), Kecskeméti főiskola elektronikus jegyzet, 2009*
- 2.26. *Dr. Kovács László: Positive displacement pumps, BME Hidraulikus Gépek Tanszék, 2000*

Felhasznált irodalom a 3.1. fejezethez

- 3.1. *Dr. Kiss Endréné Dr. Hunyadi Ildikó: Hűtőgépek, kézirat*
- 3.2. *Dr. Gausz Tamás, Dr. Sánta Imre: Hő- és áramlástan I-II, elektronikus jegyzet, 2010*
- 3.3. *Dr. Jakab Zoltán: Kompresszoros hűtés I-II, Hűtő és Klimatechnikai Vállalkozások Szövetsége, 2006*

Felhasznált irodalom a 3.2. fejezethez

- 3.4. *Dr. Kiss Endréné Dr. Hunyadi Ildikó: Hőcserélők, kézirat*
- 3.5. *Dr. Mucskai László: Hőcserélők termikus és hidraulikai méretezése, Műszaki Könyvkiadó, 1973*

- 3.6. *Palkovics Szilárd: Munkalapok hőcserélő berendezések hőtechnikai méretezéséhez, Tankönyvkiadó, 1991*
- 3.7. *Dr. Hans. Faltin: Műszaki hőtan, Műszaki Könyvkiadó, 1970*
- 3.8. *Dr. Író Béla, Dr. Zsenák Ferenc: Energetikai gépek, kézirat, 2000*

Felhasznált irodalom a 4.1.-4.3. fejezetekhez

- 4.1. *Hornyák Endre, Dr. Fekete István, Gyurcsovics Lajos: Épületgépészet I., Tankönyvkiadó, 1988.*
- 4.2. *Kürtös László: Hajók IV., Tankönyvkiadó, 1988.*
- 4.3. *Villányi József: A klimatizálás és technikai eszközei, Szanyó Hűtő és klimatechnika Kft., 1999*
- 4.4. *Kiss Endréné Dr. Hunyadi Ildikó: Hő- és áramlástechnikai gépek, Klimatizálás jegyzet, kézirat*
- 4.5. *Dr. Kisdeák Lajos: Légkondicionálás, kézirat*
- 4.6. *Örjan Götmalm, Odd Andberg: Fit for a Queen! - ABB climate control on board the Queen Mary 2*
- 4.7. *Dr. Bánhidi László: Épületgépészet a gyakorlatban, Verlag Dashofer, 2001*
- 4.8. *Vörös Gábor: Repülőgép szerkezetek és rendszerek I., Légiforgalmi és Repülőtéri Igazgatóság, 1995.*
- 4.9. *www.dometic.com*

Felhasznált irodalom az 5.1.-5.8. fejezetekhez

- 5.1. *Gruber, J. - Blahó, M.: Folyadékok mechanikája, Tankönyvkiadó, Budapest 1971.*
- 5.2. *Németh, E.: Hidromechanika, Tankönyvkiadó, Budapest, 1963.*
- 5.3. *Litvai, E. - Marschall, J. - Bencze, F.: Áramlástan II (Példatár), Műegyetemi Kiadó, Budapest, 1996.*
- 5.4. *Mitchell, A. R.: Computational Methods in Partial Differential Equations; John Wiley and Sons, London 1969.*