

Kakucs András

HIDRAULIKUS ÉS PNEUMATIKUS GÉPEK
– laboratóriumi gyakorlatok –

TARTALOM

1. FOGASKERÉK-SZIVATTYÚ TANULMÁNYOZÁSA	4
1.1. FOGASKERÉK-SZIVATTYÚK	4
1.1.1. <i>A fogaskerék-szivattyú felépítése és működési elve</i>	5
1.1.2. <i>A fogaskerék-szivattyút jellemző mennyiségek</i>	6
1.1.2.1. <i>A szakirodalomban közölt közelített munkatérfogat</i>	7
1.1.2.2. <i>A pontosabban kiszámolt munkatérfogat</i>	7
1.1.2.3. <i>A szivattyú tényleges hozama</i>	8
1.1.2.4. <i>A szivattyú nyomása és teljesítménye</i>	10
1.1.2.5. <i>A szivattyú karakterisztikus görbéi</i>	12
1.2. <i>A GYAKORLAT CÉLJA</i>	13
1.3. <i>A KÍSÉRLETI BERENDEZÉS BEMUTATÁSA</i>	13
1.3.1. <i>Nyomásmérés</i>	14
1.3.2. <i>Feszültség- és áramerősség-mérés</i>	14
1.3.3. <i>Az adatgyűjtő kártya</i>	15
1.4. <i>A MÉRÉSEK MENETE</i>	17
1.5. <i>AZ ADATOK FELDOLGOZÁSA</i>	17
1.6. <i>IRODALOM</i>	20
2. EGY CENTRIFUGÁL-SZIVATTYÚ KARAKTERISZTIKÁJÁNAK MEGÁLLAPÍTÁSA	21
2.1. CENTRIFUGÁL-SZIVATTYÚK	21
2.1.1. <i>Az egylépcsős centrifugál-szivattyú felépítése és működési elve</i>	22
2.1.2. <i>A centrifugál-szivattyút jellemző mennyiségek</i>	23
2.2. <i>A GYAKORLAT CÉLJA</i>	25
2.3. <i>A KÍSÉRLETI BERENDEZÉS BEMUTATÁSA</i>	25
2.4. <i>A MÉRÉSEK MENETE</i>	27
2.5. <i>AZ ADATOK FELDOLGOZÁSA</i>	27
2.6. <i>IRODALOM</i>	29
3. DUGATTYÚS KOMPRESSZOR INDIKÁTORDIAGRAMJÁNAK MEGÁLLAPÍTÁSA	30
3.1. DUGATTYÚS KOMPRESSZOROK	30
3.1.1. <i>A simplex kompresszor felépítése és működési elve</i>	31
3.1.2. <i>A kompresszort jellemző mennyiségek</i>	32
3.1.2.1. <i>A kompresszorban végbemenő folyamatok idealizálása</i>	32
3.1.2.2. <i>A valódi kompresszorban végbemenő folyamatok</i>	33
3.1.2.3. <i>A kompresszor hatásfokai</i>	34
3.1.2.4. <i>A kompresszor tényleges hozama és nyomása</i>	35
3.2. <i>A GYAKORLAT CÉLJA</i>	36
3.3. <i>A KÍSÉRLETI BERENDEZÉS BEMUTATÁSA</i>	36
3.3.1. <i>Nyomásmérés</i>	37
3.3.2. <i>A hőmérséklet mérése</i>	37
3.3.3. <i>A fordulatszám mérése és a felső holtpont meghatározása</i>	38
3.3.4. <i>A hengerben levő levegő térfogatának kiszámítása</i>	39
3.4. <i>A MÉRÉSEK MENETE</i>	40
3.5. <i>AZ ADATOK FELDOLGOZÁSA</i>	41
3.6. <i>IRODALOM</i>	42
4. KÍSÉRLETI PELTON-TURBINA TANULMÁNYOZÁSA	43
4.1. <i>A PELTON-TURBINA</i>	43
4.1.1. <i>A Pelton-turbina felépítése</i>	43
4.1.2. <i>A Pelton-turbina működési elve</i>	44
4.1.3. <i>A Pelton-turbinát jellemző mennyiségek</i>	49
4.2. <i>A GYAKORLAT CÉLJA</i>	50
4.3. <i>A KÍSÉRLETI BERENDEZÉS BEMUTATÁSA</i>	50

4.4. A MÉRÉSEK MENETE	52
4.5. AZ ADATOK FELDOLGOZÁSA	53
4.6. IRODALOM	54
5. SOROSAN ÉS PÁRHUZAMOSAN KAPCSOLT SZIVATTYÚK MUNKAPONTJÁNAK MEGÁLLAPÍTÁSA	55
5.1. SOROSAN ÉS PÁRHUZAMOSAN KAPCSOLT SZIVATTYÚK	55
5.1.1. <i>Sorosan kapcsolt szivattyúk</i>	55
5.1.2. <i>Párhuzamosan kapcsolt szivattyúk</i>	56
5.2. A GYAKORLAT CÉLJA	57
5.3. A KÍSÉRLETI BERENDEZÉS BEMUTATÁSA	58
5.3.1. <i>A szivattyúk jelleggörbéjének megállapítása</i>	59
5.3.2. <i>A sorosan kapcsolt szivattyúk jelleggörbéjének kísérleti ellenőrzése</i>	60
5.3.3. <i>A párhuzamosan kapcsolt szivattyúk jelleggörbéjének kísérleti ellenőrzése</i>	61
5.4. A MÉRÉSEK MENETE	62
5.5. AZ ADATOK FELDOLGOZÁSA	65
5.6. IRODALOM	65
6. EGYSZERŰ HIDRAULIKUS KÖRFOLYAM TANULMÁNYOZÁSA	66
6.1. A HIDRAULIKUS IRÁNYÍTÓRENDSZEREK FELÉPÍTÉSE	66
6.2. A GYAKORLAT CÉLJA	67
6.3. A KÍSÉRLETI BERENDEZÉS BEMUTATÁSA	68
6.4. A KÍSÉRLETEK MENETE	75
6.5. IRODALOM	75

1. FOGASKERÉK-SZIVATTYÚ TANULMÁNYOZÁSA

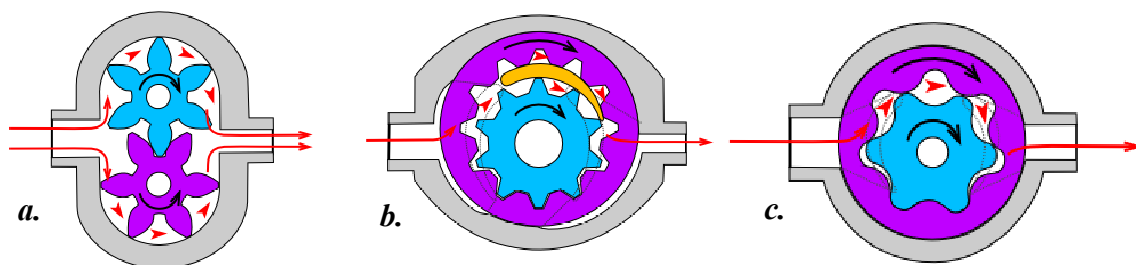
1.1. Fogaskerék-szivattyúk

A hidrosztatikus energiaátalakítók közül az egyik legelterjedtebb típus a fogaskerekes energiaátalakító. Jellemzője, hogy a munkaterét a kapcsolódó fogaskerekek fogárkai képezik. A térfogatkiszorítás a fogárokba begördülő kapcsolódó fog által történik.

Ez a szerkezet reverzibilis, vagyis működhet szivattyúként is és motorként is. A motor hatásfoka ugyan kicsi, de robusztus, megbízható és kis helyen elfér s emiatt gyakran használják.

A fogaskerekes energiaátalakító lehet külső fogazatú (például az 1.1.a. ábrán), ha benne a fogaskerekek külső fogazatúak és belső ha az egyik fogaskereke belső fogazatú (1.1.b. és 1.1.c. ábrák).

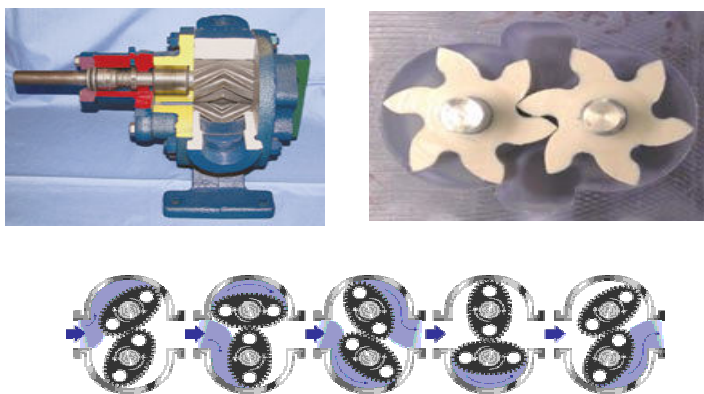
A fogaskerekek leggyakrabban evolvens fogazatúak, de lehetnek egyéb típusúak is (például az 1.1.c. ábrán látható fogaskerekek ciklois fogazatúak).



1.1. ábra. Különböző felépítésű fogaskerekes energiaátalakítók

Ha az ábrázolt szerkezeteket magasnyomású folyadékkal tápláljuk, akkor motorként működnek, ha viszont az egyik fogaskereket hajtjuk, akkor az szivattyúként használható. A mechanikai energia átadása általában a külső fogazású, halványabb színnel ábrázolt keréssel történik.

A fogak legtöbbször egyenesek és állók, a kerekek kör alakúak, de léteznek más típusú kerekekkel felépített gépek is. Néhány különleges példát a 1.2. ábra mutat be. Megjegyzendő, hogy az ábra alján látható ellipszis alakú fogaskerekekkel felépített szerkezet munkatérfogata a ház és a fogak közötti térrész. Ezt a típust inkább gáz- fogyasztásmérőként használják.

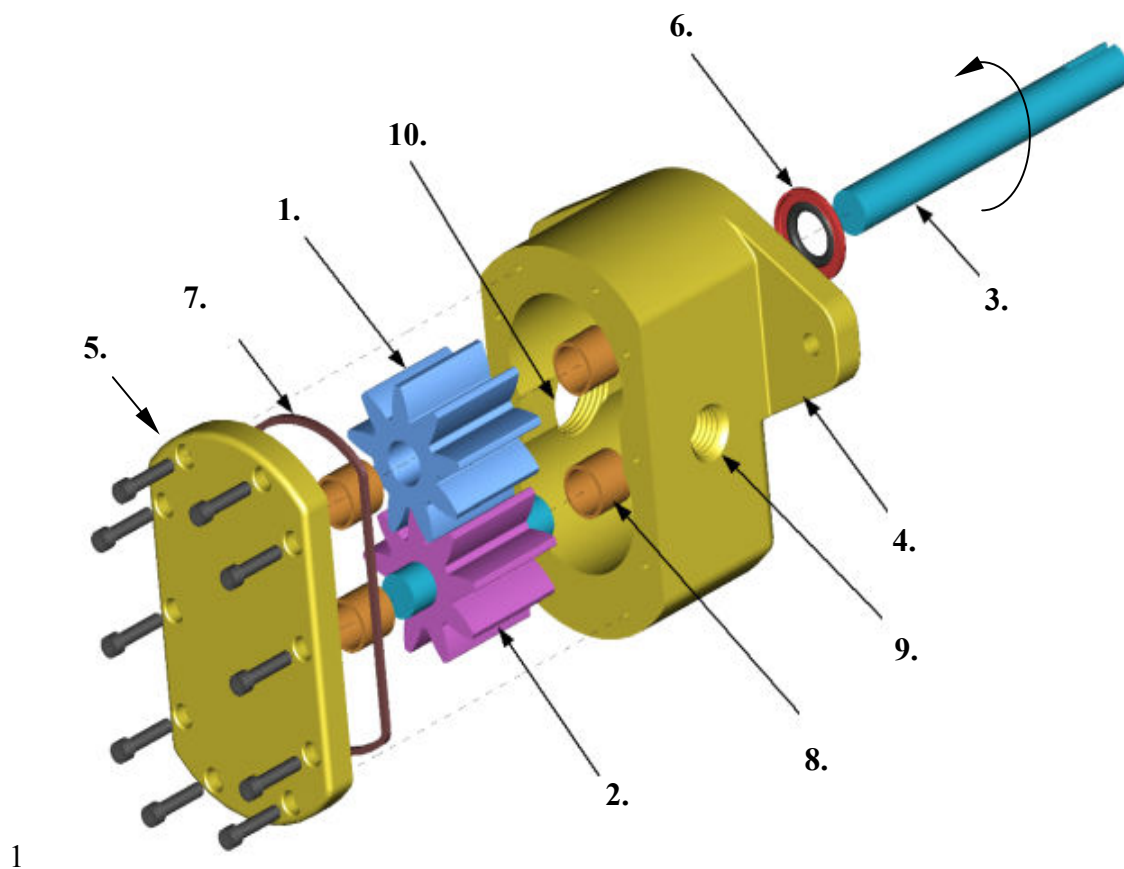


1.2. ábra. Különleges felépítésű fogaskerekes energiaátalakítók

A továbbiakban csak az evolvens, egyenes fogazatú szivattyúkkal foglalkozunk, mivel ez a leggyakrabban előforduló típus. E gyakoriság magyarázata az, hogy e fogaskereket könnyebb kivitelezni.

1.1.1. A fogaskerék-szivattyú felépítése és működési elve

Légmentesen zárt szivattyúházban egymással kapcsolódó fogaskereket hajtunk. A szivattyúnak egy szívótere és egy nyomótere van. A szívótérben a fogaskerekek áthaladásakor szívás keletkezik és a felszívott olaj megtölti a fogaskerekek foghézagait. A foghézagokban lévő közeget a fogaskerekek forgása a nyomótérbe szállítja. A nyomótérben a fogaknak az ellenkerék foghézagában való kölcsönös kapcsolódása révén a szállított olaj kiszorul.



- | | |
|------------------------|-----------------------|
| 1. – hajtókerék | 6. – tömítőgyűrű |
| 2. – hajtott kerék | 7. – a fedél tömítése |
| 3. – tengely | 8. – csapágyperselyek |
| 4. – szivattyúház | 9. – szívócsonk |
| 5. – fedél csavarokkal | 10. – nyomócsonk |

1.3. ábra. A fogaskerék-szivattyú felépítése

A szívott, illetve a nyomott folyadékot csatornákon kell be-, illetve elvezetni. Ezért a belső fogazatú szivattyúknál a ház homlokoldalán hornyok szükségesek amelyek lehetővé teszik a folyadék átáramlását.

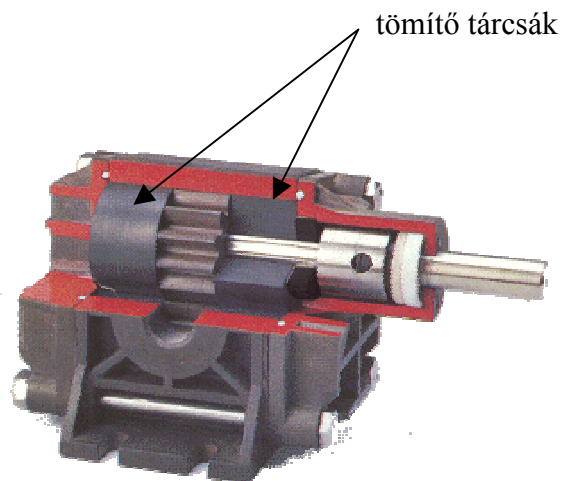
A szívó- és nyomóteret a kapcsolódó fogak választják el egymástól, emiatt a kapcsolódás tökéletessége hatással van a szivárgási veszteségek nagyságára. A két kapcsolódó fogaskerék szorosan illeszkedik, tehát elméletileg tömít.

A veszteség és a hatásfok szempontjából említést érdemel a fogaskerekek és a csapágytömbök közötti oldalirányú, másrészt a ház és a fogfejek közötti illeszkedési játék. A fejkör és a ház, valamint a fogaskerekek oldalfelületei és a ház közötti rés annyira kicsi kell legyen, hogy a nyomott folyadék visszaáramlása az alacsony nyomású tér fele (a szívóág és a környezet) minimális legyen (a tengelyek mentén a szivattyú szivároghat). Ez a visszaáramlás a folyadék viszkozitásától is függ és azzal fordított arányban áll (éppen ezért gázok nyomásának növelésére, kompresszorként nem alkalmas).

Megállapítható, hogy:

- túl kicsi illeszkedési játék esetén nagy a súrlódás, de csekély a szivárgási veszteség
- nagyobb illeszkedési játék esetén csökken a súrlódás, de növekszik a szivárgási veszteség;
- az illeszkedési játék a kopások miatt idővel megnövekedik s ezáltal növekedik a volumetrikus veszteség is.

A korszerű fogaskerekes energiaátalakítóknál ezért vagy hidrosztatikus csapágykiegyenlítést alkalmaznak, vagy olyan anyagpárosítást, amely kis réseknél is csak elfogadható súrlódást okoz. Az 1.4. ábrán látható tömítő tárcsákra a rendszer nyomása hat és azokat a fogaskerekekre szorítja. Ennek eredményeképpen az illeszkedési játék a mindenkori nyomáshoz igazodik és jó hatásfokot biztosít.



1.4. ábra. Tömítő tárcsákkal ellátott fogaskerék-szivattyú

A kopások és a törések megelőzésének okáért a szállított folyadék nem tartalmazhat nagyméretű vagy abrazív szennyeződések.

1.1.2. A fogaskerék-szivattyút jellemző mennyiségek

Mint minden hidraulikus és pneumatikus gépet, a fogaskerék-szivattyút is elsősorban a szállított folyadék hozamával és nyomásával jellemzünk, ezen kívül szem előtt kell tartanunk a szivattyú hatásfokát is.

A fogaskerék térfogat-kiszorítású gép, tehát hozamát elméletileg a munkatérfogatából számíthatjuk. E munkatérfogat kiszámítására a szakirodalom egy közelítő formulát közöl, azonban a fogaskerék geometriájának ismeretében egy pontosabb számítási eljárást is ki lehet dolgozni.

1.1.2.1. A szakirodalomban közölt közelített munkatérfogot

A külső evolvens fogazású fogaskerekes gép munkatérfogata a fogak térfogatával egyenlő. E munkatérfogot jó közelítéssel azonos a fogak közötti térfogattal, leszámítva a kapcsolódó fogak közötti játékból (a lábhézagból) származó holt teret. A munkatérfogot tehát a játék nélkül illeszkedő fog h magasságával és b szélességével megrajzolt gyűrű térfogatának fele, a két fogaskerékre:

$$q = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_f^2}{4} - \frac{D_l^2}{4} \right) \cdot b, \quad (1.1)$$

ahol D_f a játék nélküli fogaskerék fejkörének, D_l pedig a lábkörének az átmérője (a gyűrű külső, illetve belső átmérője). E két átmérő között két összefüggést is ismerünk:

$$\frac{D_f - D_l}{2} = h = 2 \cdot m, \quad (1.2)$$

illetve

$$\frac{D_f + D_l}{2} = D_g = m \cdot z, \quad (1.3)$$

ahol m a fogaskerék modulja (ez milliméterben kifejezett mennyiség), D_g a gördülőkör átmérője, z pedig a fogak száma. E két összefüggéssel a külső fogazású fogaskerekes gép munkatérfogatára a

$$q = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b = 2 \cdot \pi \cdot m \cdot D_g \cdot b = \pi \cdot h \cdot D_g \cdot b \quad (1.4)$$

összefüggést kapjuk.

Ha a két fogaskerék nem azonos (így a belső fogazású kerék esetében is), a munkatérfogatot a szivattyút működtető motor által meghajtott fogaskerék gördülőkörének átmérőjével számítjuk.

1.1.2.2. A pontosabban kiszámolt munkatérfogot

A munkatérfogot pontosabban a fogaskerék fogai közötti űr analitikus kiszámításával határozható meg. Ez a fog körvonalát alkotó görbék egyenleteivel (evolvensok, körívek) integrálásával történik.

Egy evolvensokkal lehatárolt fog térfogatára kapott képlet

$$V_f = \left[(R_f^2 - R_l^2) \cdot \text{inv}(\alpha_0) + \frac{\pi \cdot (R_f^2 - R_l^2)}{2 \cdot z} + \frac{2 \cdot x \cdot m \cdot (R_f^2 - R_l^2) \cdot \text{tg } \alpha_0}{z} - \frac{2}{3} \cdot \frac{\sqrt{(R_f^2 - R_b^2)^3} - \sqrt{(R_l^2 - R_b^2)^3}}{R_b} + R_f^2 \cdot \text{arc cos } \frac{R_b}{R_f} - R_l^2 \cdot \text{arc cos } \frac{R_b}{R_l} - R_b \cdot \left(\sqrt{R_f^2 - R_b^2} - \sqrt{R_l^2 - R_b^2} \right) \right] \cdot b, \quad (1.5)$$

ahol R_f a fejkör, R_l a lábkör, R_b pedig az alapkör sugara, α_0 a fogazóléc alaprofil-szöge, x a profileltolási tényező, m a modul, b a fogvastagság és z a fogak száma.

Az egy fogaskerék által egy fordulat alatt szállított folyadék mennyisége, feltételezve hogy a lábhézag nem jelentős és a fog lekerekítése sem túlzott mértékű, a lábkör és a fejkör közötti gyűrű

$$V = (R_f^2 - R_l^2) \cdot \pi \cdot b \quad (1.6)$$

térfogatának és a fogak $z \cdot V_f$ térfogatának

$$q' = V - z \cdot V_f \quad (1.7)$$

különbségével azonos. Ha két azonos fogaskerékünk van, akkor a keresett munkatér fogat e mennyiség kétszerese. Ellenben, a meghajtott kerékre is ki kell számítsuk az előbbi mennyiségeket, az 1.7. képletben azonban szintén a meghajtó fogaskerék fogainak számával kell szoroznunk (ugyanis a meghajtott kerék az áttétel arányának megfelelően többet vagy kevesebbet fordul, mint a meghajtó kerék).

Nagy alámetszéssel rendelkező fogaskerek esetén (ez a fogaskerék-szivattyúknál gyakran előfordul) fenti formulát korrigálni kell. Ilyenkor a fog térfogatához hozzá kell adni az alapkör és a lábkör közötti térfogatot, amelyet az alapkörön mért ívhosszal számítunk:

$$S_b = \left[\text{inv}(\alpha_0) + \frac{\pi/2 + 2 \cdot x \cdot m \cdot \text{tg } \alpha_0}{z} \right] \cdot 2 \cdot R_b \quad (1.8)$$

amellyel a többlet-térfogat egy fogaskerékre

$$\Delta V = S_b \cdot (R_b - R_l) \cdot 2 \cdot z \cdot b \quad (1.9)$$

1.1.2.3. A szivattyú tényleges hozama

A szivattyú tényleges hozamát méréssel állapítjuk meg. A hozammérés többféle módon is elvégezhető, az egyik legpontosabb módszer a mérőperem használata lenne.

A mérőperem (diafragma) egy kör alakú nyílással ellátott vékony korong, amelyet egy egyenes, vízszintes vezetéken helyezünk el. A nyílás nyilvánvalóan leszűkíti az áramlás keresztmetszetét és egy lokális veszteségforrást jelent, azaz rajta egy bizonyos nyomásesés lép fel. Az átáramló folyadék hozama és a mérőperemen fellépő nyomásesés között bizonyos összefüggés van, az az áramlástanból jól ismert

$$Q = \mu \cdot \omega \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta h} = \mu \cdot \omega \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (1.10)$$

képlet, ahol ω az átfolyási keresztmetszet (mérőperem nyílása), ρ az átáramló folyadék sűrűsége és μ a perem geometriától függő hozamtényezője, másképpen „átfolyási szám”. Ez utóbbi mennyiséget laboratóriumi mérések alapján megrajzolt nomogramokból lehet egyszerűbben meghatározni; az alábbi (1.5.) ábra egy ilyen nomogramot mutat be.

Az ábrán látható m a szűkítési tényező:

$$m = \frac{d^2}{D^2}, \quad (1.11)$$

a nyílás és a vezeték keresztmetszetének hányadosa (d a nyílás, D pedig a cső átmérője).

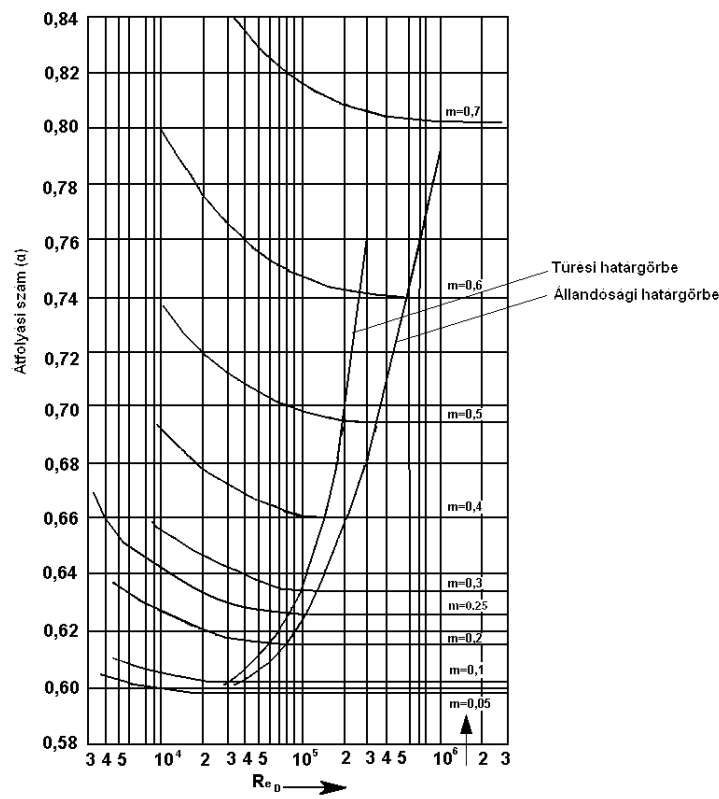
A vízszintes tengelyen a Re Reynolds-számot látjuk, logaritmikus skálán. Ezt a számot a

$$Re = \frac{D \cdot v}{\nu_k} \quad (1.12)$$

képlettel határozzuk meg, ahol v_1 a folyadék áramlási sebessége, amit a cső keresztmetszetén, a folyadék Q térfogathozamával számítunk:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2}, \quad (1.13)$$

v_k pedig a folyadék kinematikai viszkozitása. Mint tudjuk, a Reynolds-szám a folyadék áramlásának állapotát jellemzi.



1.5. ábra. Az átfolyási szám meghatározása

A hozam meghatározása iteratív eljárással történik: az átmérővel meghatározott m tényezőnek megfelelő görbén egy tetszőleges Re számnak megfelelő pontot veszünk fel és a függőleges tengelyen leolvassuk μ értékét. Ezzel és a mérőperemen fellépő Δp nyomáseséssel az 1.10. képlettel meghatározzuk a hozam első Q_1 közelítését. Ezzel a hozammal az 1.13. képlettel meghatározzuk a megfelelő v_1 áramlási sebességet, majd az 1.12. képlettel a Re_1 Reynolds-számot.

Szerencsés esetben ez az Re_1 szám azonos az előzőleg tetszőlegesen megválasztott Re értékkel vagy pedig mindkettő a görbe vízszintes szakaszán van: ekkor a hozamtényezőt és a hozamot nem kell újra kiszámolnunk, ellenben a számításokat megismételjük a Re_1 számnak megfelelő μ_1 tényezővel.

A szivattyú volumetrikus hatásfoka a tényleges és az ideális (elméleti) hozam hányadosa:

$$\eta_{vol} = \frac{Q_{t\u00e9nyleges}}{Q_{ide\u00e1lis}}. \quad (1.14)$$

Az ide\u00e1lis hozamot a szivatty\u00fa m\u00e9rt n fordulatsz\u00e1m\u00e1val \u00e9s az el\u00f6bbi fejezetben kisz\u00e1m\u00edtott munkat\u00e9rfogattal hat\u00e1rozzuk meg:

$$Q = n \cdot q, \quad (1.15)$$

a t\u00e9nyleges hozamot pedig m\u00e9r\u00e9ssel \u00e1llap\u00edtjuk meg.

1.1.2.4. A szivattyú nyomása és teljesítménye

A térfogat kiszorítás elvén működő szivattyúk nyomását a folyadék összenyomhatatlansága miatt nem önmagában a tanulmányozott gép, hanem a hidraulikus rendszer határozza meg. Mint minden szivattyúnál, a nyomás a hozamtól függ és tényleges értékét méréssel határozhatjuk meg. A szivattyú ideális nyomását a teljesítmény

$$P = Q \cdot \Delta p \quad (1.16)$$

képletből határozhatjuk meg, ahol Q az ideális szivattyú hozama és P az ideális szivattyú teljesítménye. Az ideális hozamot a megadott képletekkel számíthatjuk ki, az ideális teljesítményt pedig a mechanikai súrlódásoktól mentes gép működtetéséhez szükséges teljesítménnyel azonosíthatjuk. Ezek szerint az 1.12. képlet két ismeretlent is tartalmaz, az ideális teljesítmény és az ideális nyomást (nyomásnövekedést), a valódi gép esetén nyilván mindkettő kisebb az ideálisnál.

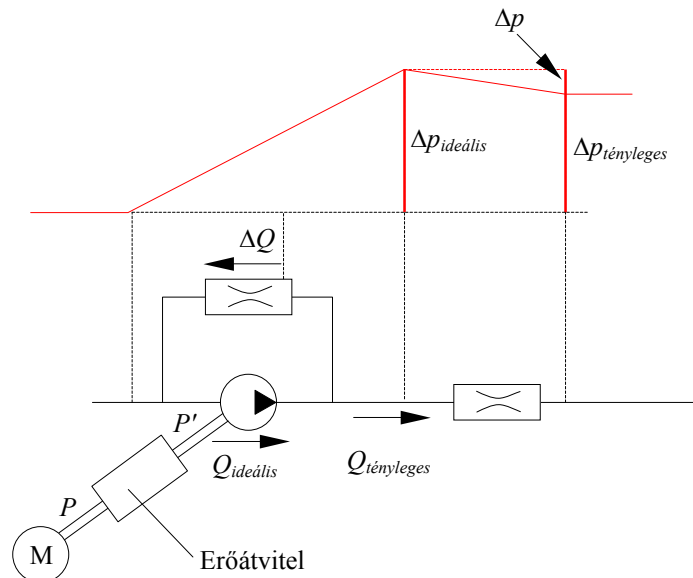
A tényleges és az ideális nyomás hányadosa a hidraulikus hatásfok:

$$\eta_{hydr} = \frac{\Delta p_{tényleges}}{\Delta p_{ideális}} \quad (1.17)$$

az ideális és a valódi gép működtetéséhez szükséges teljesítmények aránya pedig a szivattyú mechanikai hatásfoka:

$$\eta_{mech} = \frac{P_{ideális}}{P_{tényleges}} \quad (1.18)$$

Szivattyúkat úgy modellezhetjük, mintha az ideális géppel sorosan és párhuzamosan egy-egy hidraulikus ellenállás (fojtó) lenne kötve (1.6. ábra), az ideális gépet meghajtó motor erőátviteli rendszere pedig bizonyos veszteséget okozna.



1.6. ábra. A szivattyú energiamérlegének megállapítása

Az erőátvitel veszteségei a szivattyú mechanikai veszteségei; a meghajtó motor P teljesítményének csak

$$P' = \eta_{mech} \cdot P = Q_{ideális} \cdot \Delta p_{ideális} \quad (1.19)$$

része jut el az ideális szivattyúra, a

$$P_{mech} = P - P' = (1 - \eta_{mech}) \cdot P \quad (1.20)$$

teljesítmény az alkatrészek mechanikai súrlódása miatt veszendőbe megy. Ezt a teljesítményt úgy képzelhetjük el, mint a szárazon (tulajdonképpen a szállított folyadékkal kent, de folyadékot nem szállító) működtetett szivattyú üzembe tartásához szükséges teljesítményt.

A szivattyú ideális hozamának egy része (ΔQ) a szivárgás miatt visszajut az alacsony nyomású térbe, ez tehát egy veszteséget jelent. A megfelelő teljesítmény:

$$\begin{aligned} P_{vol} &= \Delta Q \cdot \Delta p_{ideális} = (Q_{ideális} - Q_{tényleges}) \cdot \Delta p_{ideális} = (Q_{ideális} - \eta_{vol} \cdot Q_{ideális}) \cdot \Delta p_{ideális} = \\ &= (1 - \eta_{vol}) \cdot Q_{ideális} \cdot \Delta p_{ideális} = (1 - \eta_{vol}) \cdot P' = (1 - \eta_{vol}) \cdot \eta_{mech} \cdot P, \end{aligned} \quad (1.21)$$

mely tehát szintén veszendőbe megy.

A szivattyú tényleges hozamát keresztül kell préselni annak belső vezetőkein és szervein, tehát ott egy nyomásesés lép fel, ami a veszteségek újabb forrása. A megfelelő teljesítmény-veszteség

$$\begin{aligned} P_{hydr} &= (\Delta p_{ideális} - \Delta p_{tényleges}) \cdot Q_{tényleges} = (\Delta p_{ideális} - \eta_{hydr} \cdot \Delta p_{ideális}) \cdot \eta_{vol} \cdot Q_{ideális} = \\ &= (1 - \eta_{hydr}) \cdot \eta_{vol} \cdot \Delta p_{ideális} \cdot Q_{ideális} = (1 - \eta_{hydr}) \cdot \eta_{vol} \cdot P' = (1 - \eta_{hydr}) \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{mech} \cdot P. \end{aligned} \quad (1.22)$$

A szivattyú hasznos teljesítménye

$$P_{hasznos} = \Delta p_{tényleges} \cdot Q_{tényleges} = \eta_{hydr} \cdot \eta_{vol} \cdot \Delta p_{ideális} \cdot Q_{ideális}, \quad (1.23)$$

ami az 1.19. azonosság figyelembe vételével

$$P_{hasznos} = \Delta p_{tényleges} \cdot Q_{tényleges} = \eta_{hydr} \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{mech} \cdot P. \quad (1.24)$$

A három hatásfok szorzata a szivattyú hatásfokát adja:

$$\eta = \eta_{vol} \cdot \eta_{hydr} \cdot \eta_{mech}, \quad (1.25)$$

tehát

$$P_{hasznos} = \eta \cdot P. \quad (1.26)$$

A meghatározott teljesítményekkel a szivattyúra a következő mérlegegyenletet írhatjuk fel, ahol a különböző veszteségek fedezésére szükséges teljesítmények mellett a hasznosított teljesítmény szerepel:

$$P = P_{vol} + P_{hydr} + P_{mech} + P_{hasznos}, \quad (1.27)$$

A veszteségeket összegezvén (1.20, 1.21. és 1.22. egyenletek) elvárásainknak megfelelően a

$$\begin{aligned} P_{veszteség} &= P_{mech} + P_{vol} + P_{hydr} = P \cdot [(1 - \eta_{mech}) + (1 - \eta_{vol}) \cdot \eta_{mech} + (1 - \eta_{hydr}) \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{mech}] = \\ &= P \cdot (1 - \eta_{vol} \cdot \eta_{hydr} \cdot \eta_{mech}) = P \cdot (1 - \eta) \end{aligned} \quad (1.28)$$

összefüggéshez jutunk.

A valóságban a mechanikai súrlódások és a folyadéksúrlódások által előidézett veszteségek elkülönítése nehézkes, így általában az $\eta_{hydr} \cdot \eta_{mech}$ szorzat meghatározására szorítkozunk. Ez aránylag egyszerű, mert a szivattyú tényleges hozamával és nyomásával kiszámítjuk a $P_{hasznos}$ hasznos teljesítményt, valamilyen módszerrel (például a meghajtó motor karakterisztikáiból kiindulva, a megfelelő paraméterek mérésével) meghatározzuk a befektetett P teljesítményt, e

kettő hányadosa pedig az 1.26. egyenlet alapján az η össz-hatásfokot adja. Az η_{vol} volumetrikus hatásfok az elméleti úton meghatározott ideális hozammal kiszámítható, tehát végső soron az 1.25. képletből az $\eta_{hidr} \cdot \eta_{mech}$ szorzatot ki lehet fejezni és meg lehet határozni a súrlódási erők

$$P_{súrlódás} = P_{hidr} + P_{mech} = \eta_{hidr} \cdot \eta_{mech} \cdot P \quad (1.29)$$

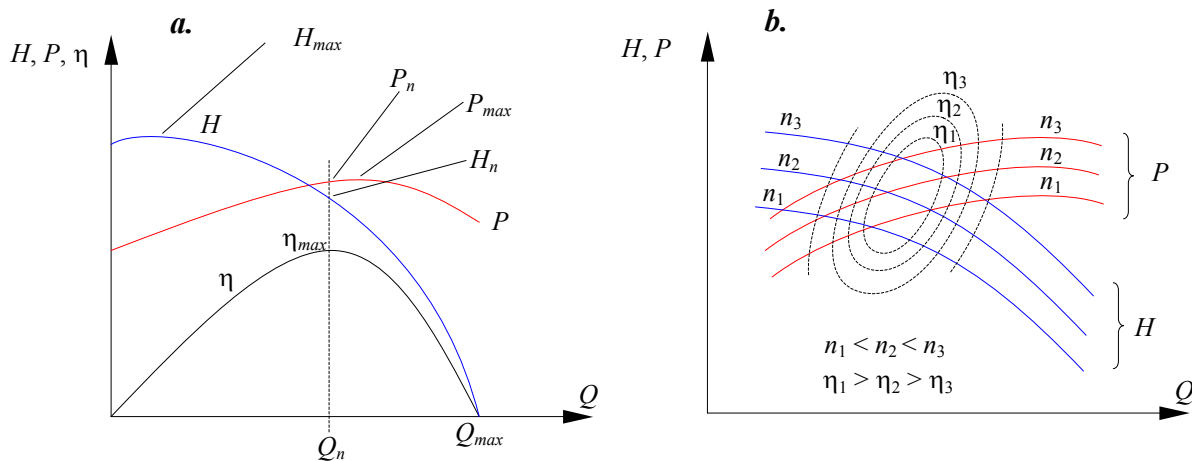
teljesítményét is.

Amennyiben mégis szükség lenne a hidraulikus és mechanikai veszteségek tényleges elkülönítésére, akkor azt a szárazon járatott szivattyú által felvett P_{mech} teljesítménnyel tehetjük meg (ez a mennyiség a fordulatszám függvénye). Ezzel az adott fordulatszámon üzemelő (folyadékot nyomó) szivattyú mechanikai hatásfokát az illető fordulatszámnak megfelelő P_{mech} veszteséggel az 1.20. egyenletből, legalábbis jó közelítéssel meg tudjuk határozni, majd az előbbieken bemutatott módszerrel kiszámított $\eta_{hidr} \cdot \eta_{mech}$ szorzatból a hidraulikus hatásfokot is megkapjuk. A hidraulikus és a mechanikai hatásfokkal a szivattyú ideális nyomása az 1.22. egyenletből következik, az

$$\Delta p_{ideális} = \Delta p_{tényleges} + (1 - \eta_{hidr}) \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{mech} \cdot \frac{P}{Q_{tényleges}} \quad (1.30)$$

1.1.2.5. A szivattyú karakterisztikus görbái

A szivattyú karakterisztikus görbái alatt a Δp nyomás ($H = \Delta p / (\rho \cdot g)$ nyomómagasság), a P befektetett teljesítmény és az η (össz-) hatásfok hozam függvényében ábrázolt görbéit értjük. Általában a szivattyú több fordulatszámon is működik (mert leggyakrabban aszinkron motorral hajtjuk, aminek a fordulatszáma többé-kevésbé állandó és az a motor tekerceselésétől és a tápfeszültség frekvenciájától és fázisainak számától függ), így ezeket a görbéket egy-egy rögzített n fordulatszámon ábrázoljuk (1.7. ábra).



1.7. ábra. A szivattyú karakterisztikus görbái

Az 1.7. ábra jobb oldalán a karakterisztikus görbéket három különböző fordulatszámon ábrázoltuk. Ez esetben a hatásfokot nem a bal oldali ábrán látható görbe formájában tüntetjük fel, hanem az egyenlő hatásfokokat összekötő zárt görbékkel adjuk meg.

A szivattyú „ n ” indexszel jelölt nominális jellemzőit (hozam, nyomás, teljesítmény, hatásfok) a legnagyobb hatásfoknak megfelelően adjuk meg. Amikor tervezett hidraulikus rendszerünk felépítéséhez szivattyút keresgélünk, akkor a gyártók által a rendelkezésünkre bocsátott

katalógusokból azt a szivattyút kell kiválasztanunk, amelynek munkapontja a lehető legközelebb áll a nominális értékeknek megfelelő ponthoz.

Ezen karakterisztikus görbékét a gyártó laboratóriumi mérések alapján rajzolja meg.

1.2. A gyakorlat célja

A gyakorlat célja egy laboratóriumi, egyenáramú motorral hajtott fogaskerék-szivattyú jellemzőinek kísérleti megállapítása. E célból meg kell tudnunk határozni a szivattyú befektetett teljesítményét, hozamát és nyomását, majd a bevezető részben bemutatott eljárásokkal meg kell határoznunk a szivattyú hatásfokát és meg kell rajzolnunk a karakterisztikus görbéjét.

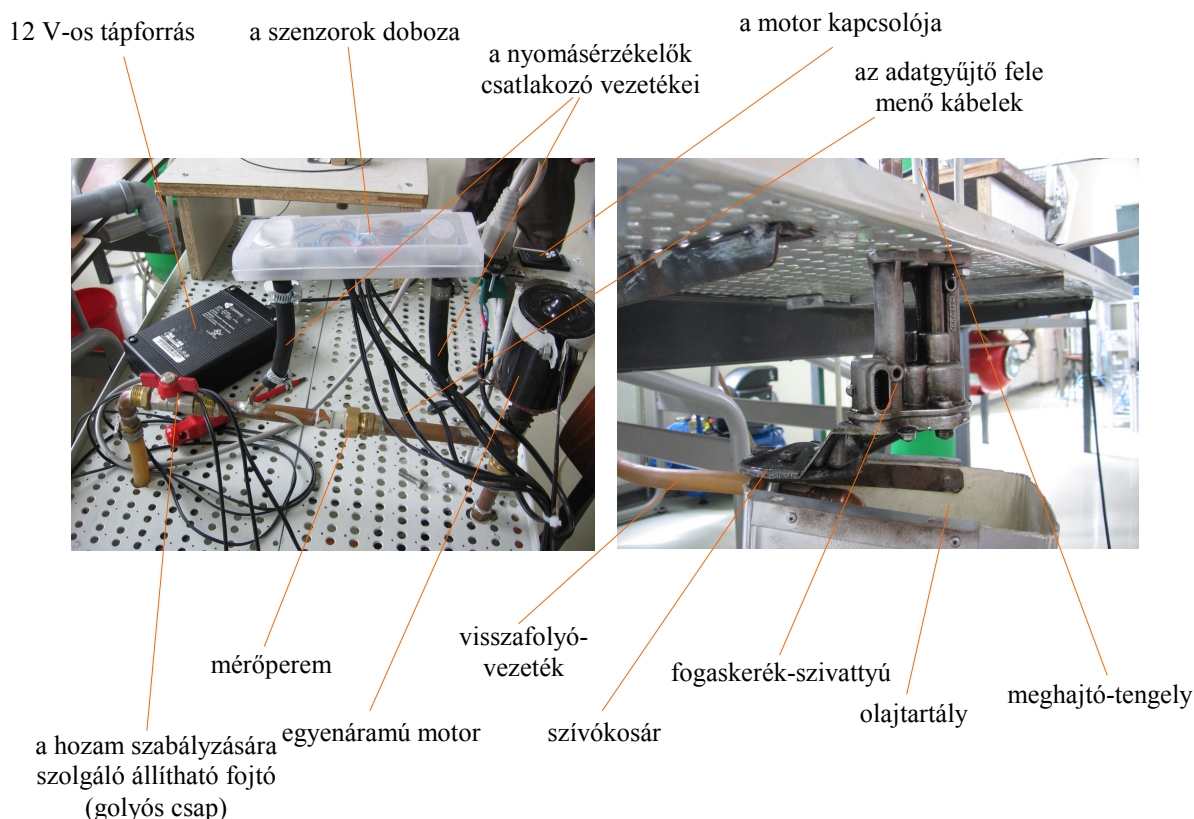
Elméletileg a szivattyú befektetett teljesítményét a motor tengelyén átadott nyomatékból és a fordulatszámából határozhatjuk meg:

$$P = M \cdot \omega = M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n . \quad (1.31)$$

Berendezésünkben azonban nincs az e képletben szereplő mennyiségek (nyomaték, fordulatszám) közvetlen megmérése alkalmas eszköz, ezért a befektetett teljesítmény az egyenáramú motor karakterisztikus görbéje alapján, a felvett elektromos teljesítményből határozzuk meg. Ugyanebből a karakterisztikából következik a szivattyú fordulatszáma is.

1.3. A kísérleti berendezés bemutatása

A kísérleti berendezés az alábbi két fényképen látható részekből áll, amelyet kiegészít egy adatgyűjtő kártyával felszerelt számítógép.



1.8. ábra. A kísérleti berendezés

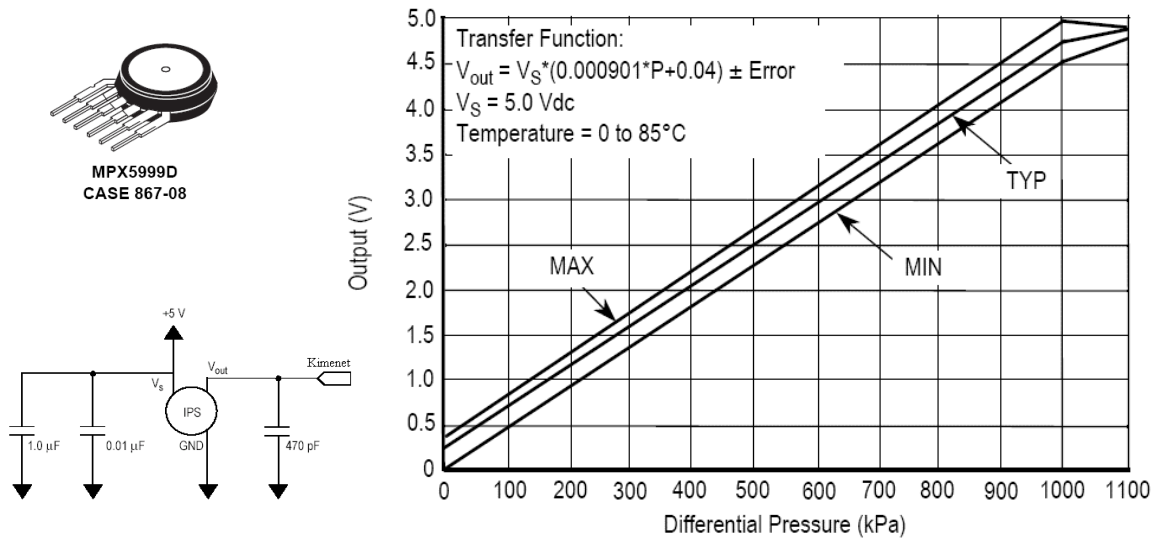
A kísérletek során beállítható paraméterek a motor sebessége (két sebességű motorról lévén szó), valamint a nyomóvezetékben fellépő nyomás, amelyet a golyós csap elfordításával

szabályozhatunk. A mérések során tekintettel kell lennünk arra, hogy a csap elzárásakor a motor gyakorlatilag megáll és az a túlterhelést csak rövidebb ideig (másodpercek) bírja.

A mérendő mennyiségek a mérőperem két oldalán levő nyomás, amelyet két nyomásszenzor alakít át elektromos jellé (feszültség), valamint a motor tápfeszültsége és a felvett árama.

1.3.1. Nyomásmérés

A használt nyomásszenzorok kisméretű és kis tehetetlenségű integrált áramkörök, 10 bar felső méréshatárral. A szenzor karakterisztikája lineáris, azt a következő ábra mutatja.



1.9. ábra. A nyomásérzékelő

Az ábrán látható képlet a nyomás és a kimeneti feszültség kapcsolatát adja, amelyet a következő módon tudunk használhatóbbá tenni:

$$V_{out} = V_S \cdot (0.000901 \cdot p(\text{kPa}) + k). \quad (1.32)$$

E képletben V_S a szenzor tápfeszültsége, amelyet a kapcsolási rajzon látható két kondenzátor szűr. A tápfeszültség ajánlott értéke 5 V, amit a számítógép USB csatlakozójáról veszünk le (az ugyanis stabilizált 5 V-os feszültséget ad le). A p nyomást kPa-ban kapjuk meg. A k állandó a karakterisztika függőleges eltolását eredményezi, értéke a nulla nyomás mellett mért kimeneti feszültségből számítható. Ez a kimeneti feszültség jellemzően 0.2 V körüli érték, azonban szenzorról szenzorra változik és emiatt k értékét minden nyomásérzékelőre külön meg kell határoznunk.

Az MPX nyomásérzékelők a relatív (légköri nyomáshoz viszonyított) nyomást mérik és hőmérséklet-kompenzáltak, hibahatáruk igen alacsony, tehát pontosak.

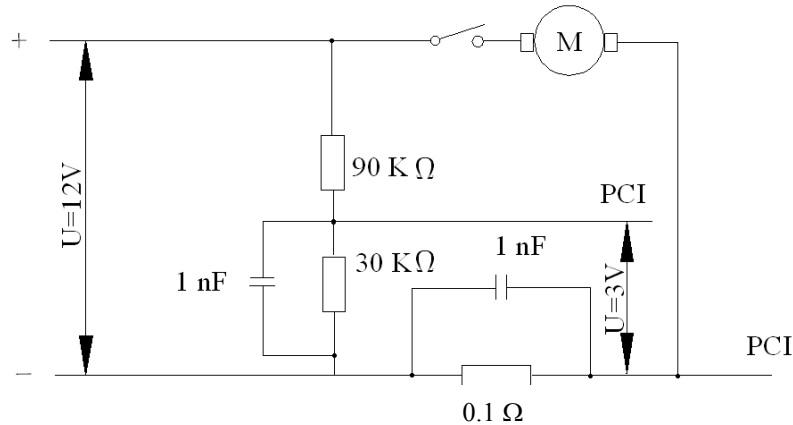
1.3.2. Feszültség- és áramerősség-mérés

Mivel az adatgyűjtő kártya csak maximum 5 V-os amplitúdójú jeleket tud mérni és rögzíteni, minden mérendő elektromos jel ingadozásának intervallumát a $-5 \text{ V} \dots +5 \text{ V}$ intervallumra kell leszűkítenünk. A motort tápláló áramforrás stabilizált és igen nagy áramerősség esetén is 12 V-hoz közel álló feszültséget ad le. Ezt a feszültséget közvetlenül megmérni nem tudjuk, éppen ezért egy feszültségosztóra van szükségünk.

Az adatgyűjtő áramerősséget közvetlenül rögzíteni nem tud, azonban ha a motor áramát egy ellenálláson, sőtön keresztül vezetjük, akkor az ellenálláson fellépő feszültségésés már közvetlenül

mérhető. Ahhoz, hogy ez a fajta mérés ne befolyásolja jelentősen a motor tápfeszültségét, kívánatos hogy a sönt ellenállása sokkal kisebb legyen a motor ellenállásánál.

Az elektromos mérőkör vázlata az alábbi ábrán látható. Az 1 nF kapacitású kondenzátorok a zavar szűrését szolgálják.



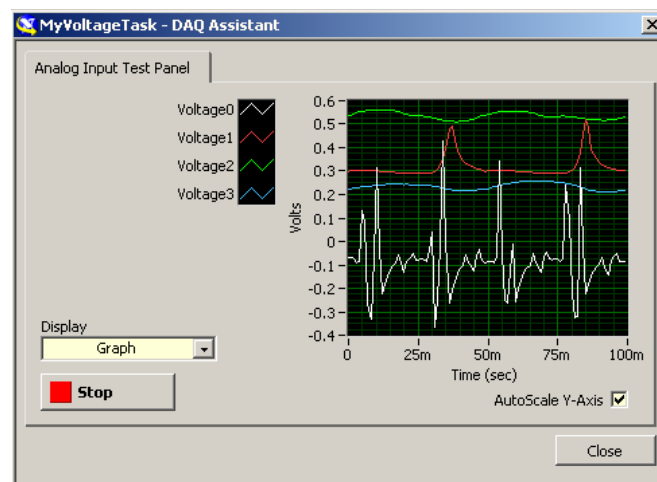
1.10. ábra. Az elektromos jelátalakítók

1.3.3. Az adatgyűjtő kártya

A kísérletben egy National Instruments gyártmányú 16 bites PCI6110 adatgyűjtő kártyát használtunk. Mintavételezési frekvenciája 200 kS/s (kHz), méréstartománya $-5\text{ V} \dots +5\text{ V}$, de ezen belül leszűkíthető. A kártyának tizenhat analóg bemeneti csatornája van de mi ebből csak négyet használtunk: áramerősség mérésére, feszültség mérésre, kettőt pedig a nyomás mérésére. A felvett áram erőssége 200 pA, a beállított mérési tartományt 16 bit felbontással alakítja át digitális jellé (ez 65536 megkülönböztethető feszültség szintet jelent). A mérés pontossága, leszámítva a zajt, 360 ppm (part per mille, milliomod rész), a hőmérséklet hatása pedig 144 ppm/°C.

Az adatok gyűjtése a kártyával együtt szállított programmal történik, azonban az csak az adatok megtekintését teszi lehetővé. Éppen ezért ezt a programot csak a görbék valós idejű szemléltetésére használjuk, a tényleges, utólagos feldolgozást is lehetővé tevő adatrögzítést egy házilag elkészített programmal oldjuk meg.

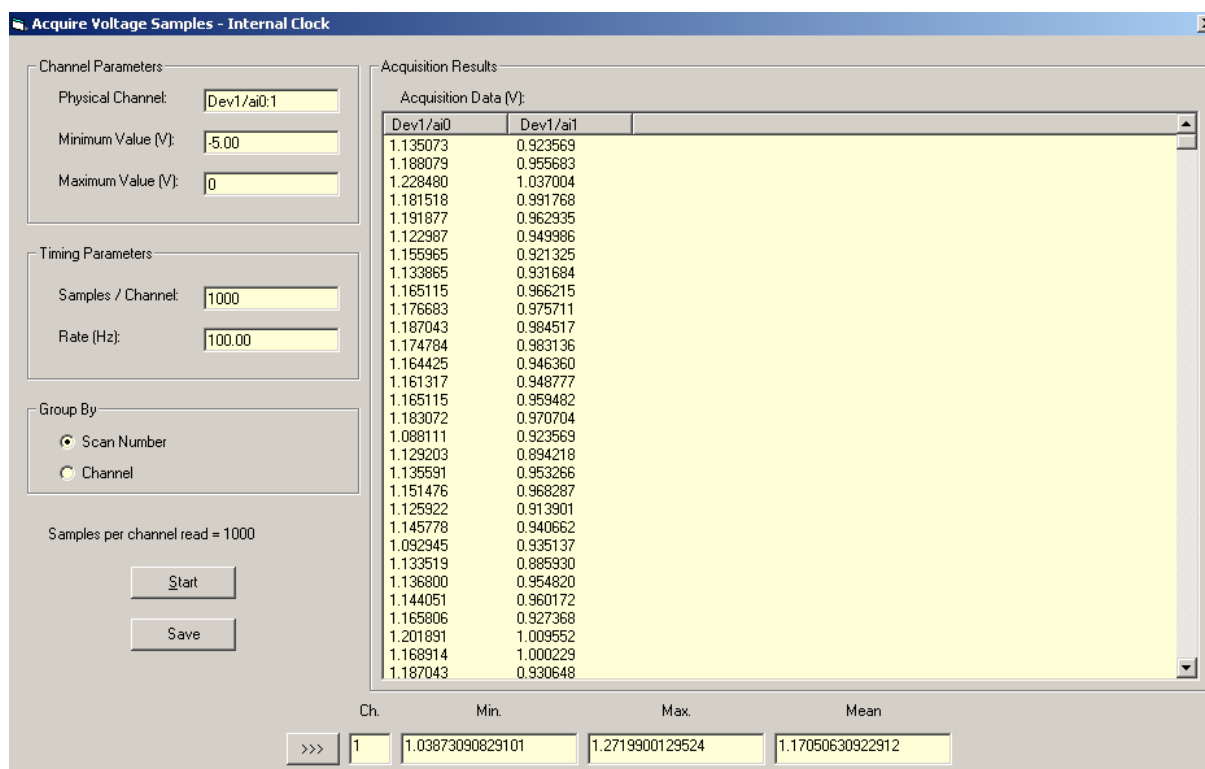
A „gyári” program ablaka a következőképpen néz ki:



1.11. ábra. A DAQ Assistant programmal megjelenített görbék

Ezen az ábrán négy csatornán rögzített feszültség-görbét látunk, a feliratokból kiolvashatjuk, hogy mi mit jelent.

A saját fejlesztésű program ablaka a következő:



1.12. ábra. A házi készítésű program ablaka

Itt a következő dolgokat állíthatjuk be:

- a mintavételezett csatornákat „Dev1/ai0:n” formában. E formula megfejtése a következő: az 1-es számú adatgyűjtőt (Dev – „device”) használjuk (ez mindig „1” mert csak egy van), analóg bemenetet figyelünk (ai – „analog input”), azon is a 0, 1, 2, ... , n csatornákat. Itt egyedül n számát kell megváltoztatnunk és arra kell ügyelnünk, hogy tényleg az első 0, ... , n csatornára kössük rá az érzékelőinket.

- a mintavételezett jel várható tartományát (a mérendő feszültség minimumát és maximumát). Ezt azért fontos minél pontosabban beállítani, mert ezt az intervallumot az adatgyűjtő 65536 megkülönböztethető szintre bontja fel: minél szűkebb az intervallum, annál közelebb állnak egymáshoz a megkülönböztethető jelek, tehát annál pontosabb a mérés.

- a csatornánként rögzített minták száma (samples/channel). A mintavételezés automatikusan véget ér ha a rögzített minták száma eléri az itt beállított értéket.

- a mintavételezési frekvencia (rate), vagyis hogy az n csatornán összesen (tehát nem csatornánként) hány mintát vételezünk másodpercenként.

- a „Group by” opció az adatok mérésének meneténél elmentésénél használandó. Az adatgyűjtő egyszerre csak egy bemenetet tud rögzíteni. Ha ez a beállítás „Scan number”, akkor az adatok vételezési sorrendje: 0. csatorna 1. adat, 1. csatorna 1. adat, ... , n . csatorna 1. adat, 0. csatorna 2. adat, 1. csatorna 2. adat stb. Az adatok tehát majdnem szinkronizáltak lesznek, mert az adatrögzítés csatornánként majdnem párhuzamosan történik. Ha viszont a beállítás „Channel”, akkor a mintavételezés sorrendje: 0. csatorna 1. adat, 0. csatorna 2. adat, ... , 0. csatorna utolsó adat, 1. csatorna 1. adat stb. Ekkor az adatrögzítés nem szinkronizált, hiszen az adatrögzítés csatornánként szekvenciálisan következik.

– a „Start” gomb lenyomásával megkezdődik a mintavételezés, amely automatikusan megáll a beállított számú minta rögzítése után. Ekkor a mért adatok az „Acquisition results” ablakban oszlopokba rendezve fog megjelenni. Az oszlopok alatt levő gomb nyomogatásával csatornánként megtekinthetjük a legkisebb, a legnagyobb, illetve az átlagos rögzített értéket.

– a „Save” gomb megnyomásával a mért adatokat egy standard ASCII szöveges állományba menthetjük, amelynek szerkezete az előbbi táblázattal azonos. Ezt az állományt Excel-lel vagy valami egyéb alkalmas programmal megnyitva az adatokat feldolgozhatjuk, görbéket ábrázolhatunk stb.

1.4. A mérések menete

A mérések megkezdése előtt, a számítógép kikapcsolt állapotában összeállítjuk a mérőköreinket: az adatgyűjtő kártya első négy bemenetéhez csatlakoztatjuk a négy szenzor vezetékét. Ezután beindítjuk a számítógépet, majd elindítjuk a DAQ Assistant programot. Itt beállítjuk a négy csatornát, majd elindítjuk a mintavételezést.

A szivattyút csatlakoztatjuk a 12 V-os tápforráshoz, majd a golyós csapot teljesen kinyitjuk (ekkor a forgattyúja párhuzamos a cső tengelyével), ezután bekapcsoljuk az elektromos motor első fokozatát. Ekkor a DAQ Assistant ablakban négy vonalat kell lássunk, amelyeket a következőképpen azonosítunk:

- amelyik kb. 3 V feszültséget mutat, az a motor tápfeszültségét jelenti;
- amelyik a motor kikapcsolásakor nullára esik vissza, az a motor áramerősségét jelenti;
- a másik két jel közül a nagyobb a mérőperem előtti, a másik a mérőperem utáni nyomásérzékelő jele.

Megfigyeljük, hogy a golyós csap elzárásakor milyen módon változnak a görbék.

A csatornák azonosítása és a görbék meg szemléltetése után a motort kikapcsoljuk és a DAQ Assistant program futását megállítjuk. Elindítjuk a házi gyártmányú programunkat, beállítjuk az első négy csatornát, a mintavételezés lehet néhány száz hertz, frekvenciájú és néhány ezer minta/csatorna beállítású. A szivattyú kikapcsolt állapotában a legkisebb feszültség értékét 0-ra, a legnagyobbát 0.5-re beállítva elindítjuk a mintavételezést. Zérustól lényegesen eltérő (kb. 0.2 V-os) jelet csak a nyomásérzékelők fognak adni. Azt tapasztaljuk, hogy ez a jel a hálózaton keresztül összegyűjtött zavarok miatt fluktuál. Átlagos értéküket lejegyezzük, ez adja majd az 1.32. képlet k együtthatóját.

Ezután a vételezett jel legnagyobb értékét 2 V-ra állítjuk, majd a golyós csapot teljesen megnyitjuk. A motort ezután 1-es fokozatba kapcsoljuk és rögzítjük a mért adatokat. Az átlagos értékeket csatornánként lejegyezzük.

A továbbiakban a csapot egy kissé elfordítjuk, majd ismét rögzítjük az adatokat és lejegyezzük az átlagokat. Ezt a folyamatot a csap 8...10 különböző állásában megismételjük, utoljára teljesen elzárt csappal. A teljesen elzárt csap a motor forgását meggátolja, így az adatok rögzítése után azt azonnal kapcsoljuk ki.

A mérések elvégzése után a számítógép kikapcsolása és a tápforrás áramtalanítása után széthúzzuk a csatlakozókat.

1.5. Az adatok feldolgozása

A zérus hozam mellett mért feszültségekből, az 1.32. képletből mindkét szenzorra megállapítjuk a k állandót (ekkor a nyomás is zérus):

$$k = V_{out} / V_S. \quad (1.33)$$

Ezután a mért feszültségekből (átlagos értékekből) megállapítjuk a megfelelő fizikai mennyiségeket:

– a feszültségosztón mért feszültséggel a motor tápfeszültsége

$$U = V_{out} + \frac{90 \text{ k}\Omega}{30 \text{ k}\Omega} \cdot V_{out} = 4 \cdot V_{out} \text{ V}; \quad (1.34)$$

– a söntön mért feszültségeséssel a motor által felvett áram erőssége

$$I = \frac{V_{out}}{0.1 \Omega} = 10 \cdot V_{out} \text{ A}; \quad (1.35)$$

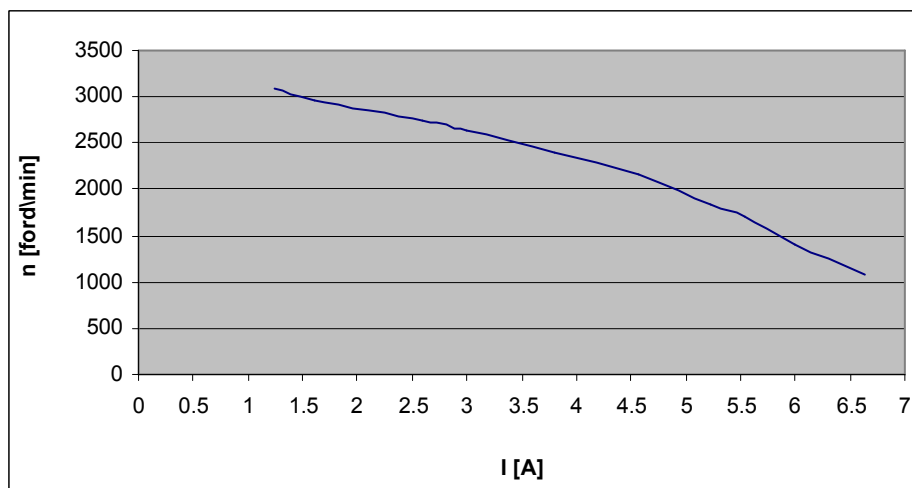
– a szenzorok által adott feszültségből a nyomás

$$p = \frac{1}{0.000901} \cdot \left(\frac{V_{out}}{V_s} - k \right) \text{ kPa}. \quad (1.36)$$

A szenzorok által mért nyomások különbségével az 1.1.2.3. alfejezetben leírtak alapján meghatározzuk a szivattyú hozamát. A számításokhoz szükséges adatok:

- a cső belső átmérője $D = 15 \text{ mm}$;
- a mérőperem nyílásának átmérője $d = 4 \text{ mm}$;
- az olaj kinematikai viszkozitása $\nu_k = 0.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 / \text{s}$;
- az olaj sűrűsége $\rho = 900 \text{ kg} / \text{m}^3$.

A fogaskerék-szivattyú elméleti hozamának megállapításához szükséges munkatérfogot nagysága az egzakt formulával kiszámítva $q = 0.000010318 \text{ m}^3 / \text{ford}$. A hozam kiszámításához szükséges fordulatszámot az egyenáramú motor karakterisztikus görbéjéből olvassuk le (1.13. ábra). A görbe az 1-es sebesség-fokozatra érvényes, 12 V tápfeszültség mellett a fordulatszámot a felvett áram erősségének függvényében adja meg.

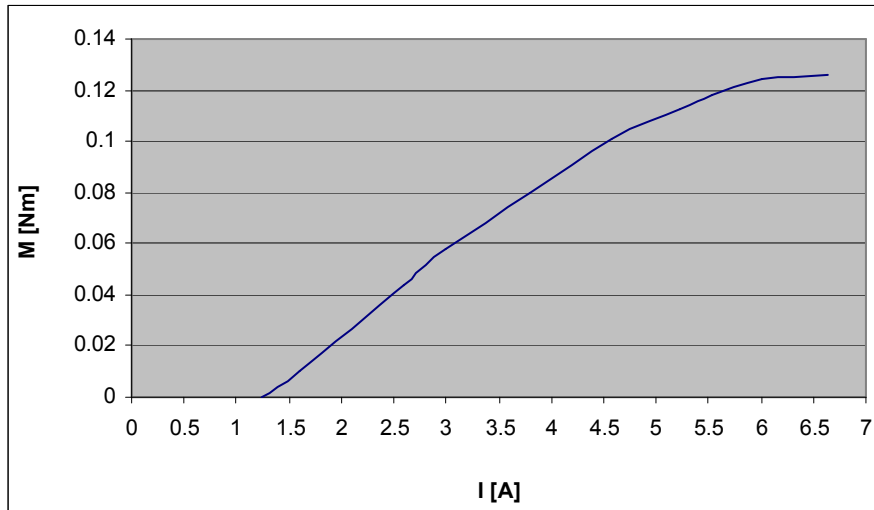


1.13. ábra. Az egyenáramú motor $n(I)$ jelleggörbéje

A mért és az elméleti hozamok hányadosa gyanánt meghatározzuk az η_{vol} volumetrikus hatásfokot.

Ezután, a szivattyú hatásfokának megállapítása érdekében kiszámítjuk a szivattyú hasznos teljesítményét, az a tényleges hozam és a tényleges nyomás szorzata. A szivattyú tényleges nyomását a mérőperem előtti szenzor jele adja.

A hatásfok meghatározásához szükségünk van a motor által leadott hasznos teljesítményre (ez a motor hasznos teljesítménye, nem a szivattyúé): mivel a motor közvetlenül kapcsolódik a szivattyúhoz, az átvitel hatásfokát egységnyinek tekinthetjük és ez a teljesítmény a szivattyú P bevitt teljesítményével azonos. A motor hasznos teljesítményének kiszámításához a nyomatékot az áramerősség függvényében megadó karakterisztikát használjuk (1.14. ábra).



1.14. ábra. Az egyenáramú motor $M(I)$ jelleggörbéje

Ez utóbbi két jelleggörbéből kiolvasott fordulatszámmal és nyomatékkal a szivattyú befektetett teljesítményét az 1.31. képlet adja (figyelem: a fordulatszámot Hz-ben kell behelyettesíteni).

A hasznos és a befektetett teljesítmények hányadosa a szivattyú hatásfoka.

A továbbiakban kiszámítjuk a motor-szivattyú együttes hatásfokát is, ekkor a befektetett teljesítmény a felvett elektromos teljesítménnyel azonos:

$$P_{el} = U \cdot I, \quad (1.37)$$

amelyet a motor mért feszültségével és áramerősségével számítunk ki.

A számításokat a következő táblázatban végezzük el:

Mennyiség	1. mérés	2. mérés	3. mérés
Feszültségosztó feszültsége V_f				
Motor tápfeszültsége $U = 4 \cdot V_f$				
Sönt feszültségese V_s				
Motor árama $I = 100 \cdot V_s$				
Elektromos teljesítmény $P_{el} = U \cdot I$				
Első szenzor feszültsége V_{p1}				
Első szenzor nyomása $p_1 = (V_{p1}/5 - k_1)/0.000901$				
Második szenzor feszültsége V_{p2}				
Második szenzor nyomása $p_2 = (V_{p2}/5 - k_2)/0.000901$				
Nyomáskülönbség $\Delta p = p_1 - p_2$				
Hozam $Q = Q(\Delta p)$				
Hasznos teljesítmény $P_h = Q \cdot p_1$				
Motor fordulatszáma $n = n(I)$				
Motor nyomatéka $M = M(I)$				

Szivattyú befektetett teljesítménye $P = M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n$				
Szivattyú hatásfoka $\eta = P_h / P$				
Motor-szivattyú hatásfoka $\eta_t = P_h / P_{el}$				
Motor hatásfoka $\eta_m = P / P_{el}$				
Elméleti hozam $Q_i = n \cdot q$				
Volumetrikus hatásfok $\eta_{vol} = Q / Q_i$				

Végül, a táblázat alapján megszerkesztjük a szivattyú $\Delta p(Q)$, $P(Q)$ és $\eta(Q)$ jelleggörbéit, a p_1 , P és η mennyiségek Q függvényében történő ábrázolásával.

1.6. Irodalom

1. Kakucs András: *Áramlástan* (7. fejezet), Scientia, Kolozsvár, 2007
2. Lőrincz Szilárd: *Laboratóriumi kísérleti fogaskerék-szivattyú tervezése és kivitelezése, szivattyú jelleggörbéjének megállapítása, néhány kísérlet elvégzése* (államvizsga-dolgozat), Sapientia, Marosvásárhely, 2007.

2. EGY CENTRIFUGÁL-SZIVATTYÚ KARAKTERISZTIKÁJÁNAK MEGÁLLAPÍTÁSA

2.1. Centrifugál-szivattyúk

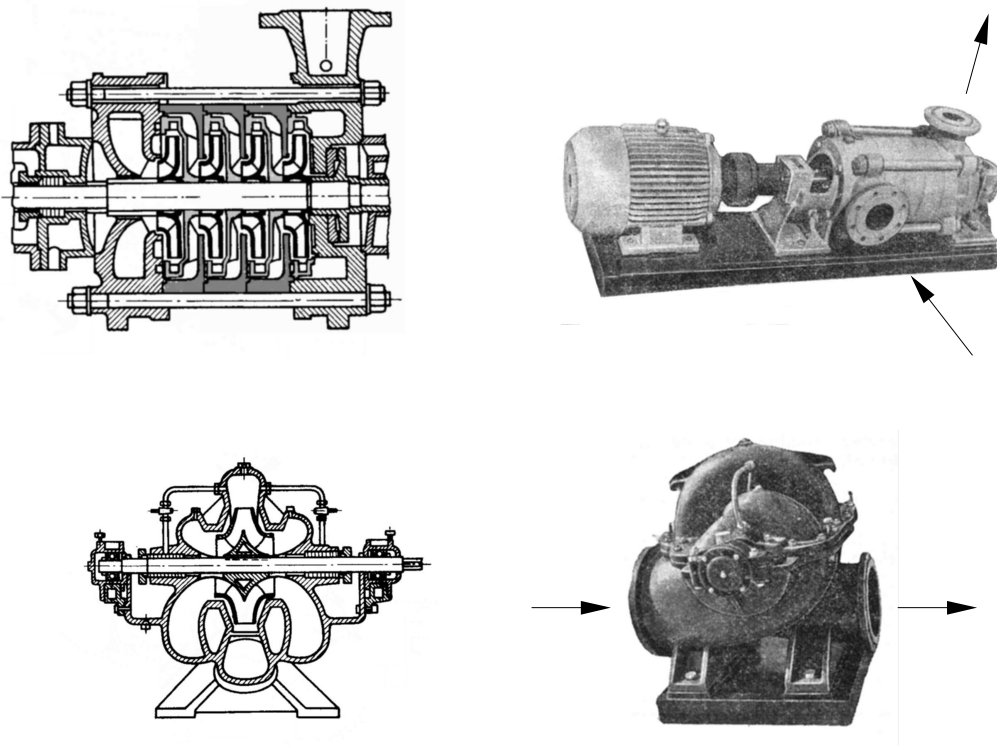
A szivattyúk másik legelterjedtebb típusa a centrifugál-szivattyú. Ez egy turbógép, amelynek lényege egy házban elhelyezett, motor által forgatott járókerék.

Ez a szerkezet reverzibilis, vagyis működhet motorként is. A centrifugál-szivattyút motorként (centripetál-turbinaként) ugyan nem igazán szokás használni – bár az lehetséges lenne –, de ezt a tulajdonságát a hidraulikus rendszerek tervezésében és működtetésében figyelembe kell venni. Ugyanis ha a rendszerünket nem látjuk el valamilyen, a folyadék fordított irányú áramlását meggátoló szerkezettel, például visszacsapó szeleppel, akkor a szivattyú leállítását követően a nyomóágából visszaáramló folyadék a szivattyút forgásba hozza. Ezt a forgást csak a szivattyú és a meghajtó motor súrlódása fékezi, tehát előfordulhat az az eset, amikor a turbinaként működő szivattyú fordulatszáma igencsak megnövekedik. Ez a nagy fordulatszám a nagy centrifugális erők miatt a szivattyú és a meghajtó motor károsodásához vezethet.

A centrifugál-szivattyú készülhet egy vagy többlépcsős változatban is. A többlépcsős változat sorba kötött egylépcsős szivattyúkból álló rendszernek tekinthető és a nyomás fokozására szolgál.

A centrifugál-szivattyúnak létezik egy kettősáramú változata is, ennek tengelyén két járókerék van, de azok két párhuzamosan kapcsolt szivattyúnak felelnek meg. Ez a változat a hozam fokozására szolgál.

A 2.1. ábrán egy többlépcsős és egy kettős áramú szivattyú fényképe és keresztmetszete is látható.

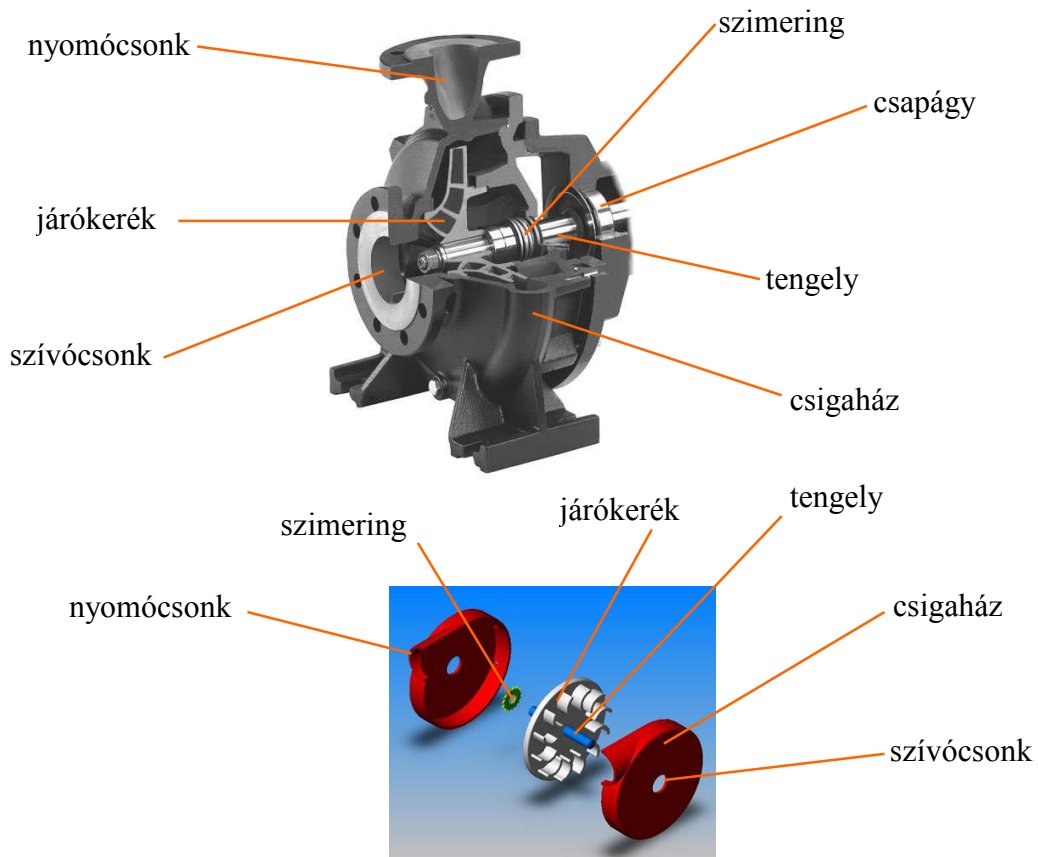


2.1. ábra. Többlépcsős és kettős áramú centrifugál-szivattyú

2.1.1. Az egylépcsős centrifugál-szivattyú felépítése és működési elve

A szivattyú járókereke egy lapátokkal ellátott korong vagy kúpos alkatrész. A folyadék simább be- és kiáramlását nagyobb gépeknél a veszteségek csökkentésének érdekében szintén görbült lapátokkal felépített állókerekekkel segítik elő, amelyek a szivattyúzott folyadékot a forgó rész lapátjai közé terelik, illetve az onnan kiáramló folyadékot a szivattyú állórészének csigaháza fele terelik.

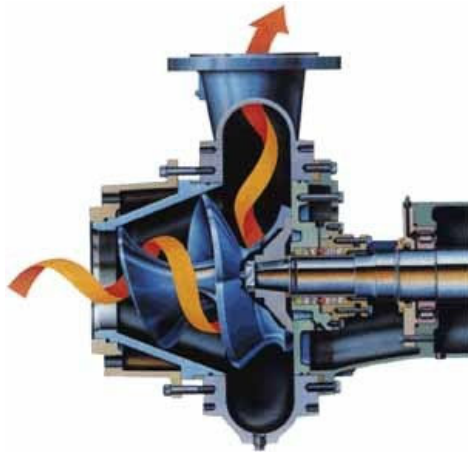
Kísérleteinkben egy egyszerű, egylépcsős centrifugál-szivattyút használunk. Egy ilyen szivattyú felépítése elvileg a 2.2. ábrán látható szerkezet felépítését követi.



2.2. ábra. Egylépcsős centrifugál-szivattyú elvi felépítése

A járókerék rendszerint egy lapos korong, amelyen hátrafele dőlő spirális ív alakú lapátok vannak (a 2.2. ábra alján látható vázlatos rajzon a járókerék forgásiránya az óramutatóval ellentétes). A lapátok formáját úgy határozzák meg, hogy a szivattyú a lehető legjobb hatásfokkal működjön. A járókerék lehet nyitott vagy zárt, ez utóbbi esetben a lapátok két korong között vannak elhelyezve.

Léteznek különleges kiképzésű járókerékkel rendelkező szivattyúk is, egy ilyen csigakerékhez hasonló rotorral rendelkező szerkezetet a 2.3. ábrán láthatunk.

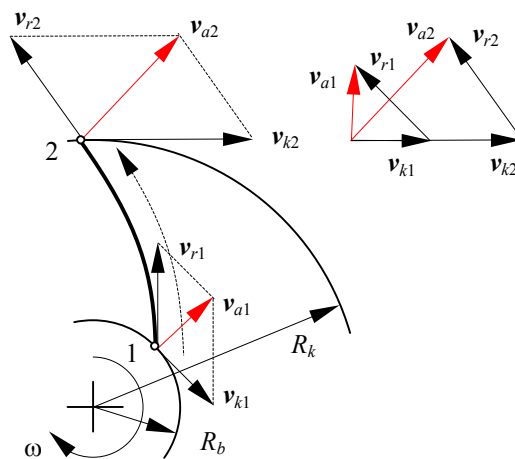


2.3. ábra. A szokásostól eltérő felépítésű centrifugál-szivattyú

2.1.2. A centrifugál-szivattyút jellemző mennyiségek

A centrifugál-szivattyú fő jellemzői a szállított folyadék hozama és nyomása, valamint a szivattyú hatásfoka és teljesítménye. E gépeket rendszerint egy aszinkron motor hajtja, amelynek nominális fordulatszáma a motor pólusainak számától és a hálózati frekvenciától függ. Éppen ezért a felsorolt jellemzőket egy-egy nominális fordulatszámon szokás megadni, bár a motor tényleges fordulatszáma a terhelés függvényében kisebb-nagyobb mértékben eltérhet ettől a nominális értéktől.

A centrifugál-szivattyú turbógép, tehát munkatérfogatót nem lehet egyszerű geometriai összefüggésekkel kiszámítani. Az ilyen gépek elméleti tanulmányozása az Euler-turbinaegyenlettel történik. A rotor és a fluidum közötti energiaátadást az impulzustétel segítségével írhatjuk fel. Ehhez megrajzoljuk a rotoron áthaladó fluidum-részecske sebességháromszögeit; azok a 2.4. ábrán láthatók.



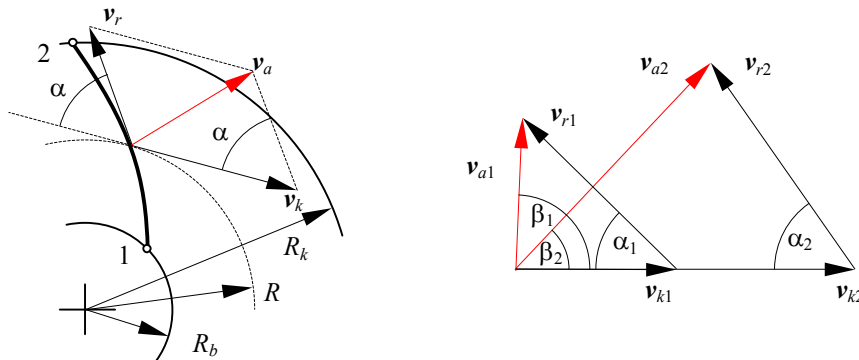
2.4. ábra. A szivattyú sebességháromszögei

Ezen az ábrán R_b és R_k a rotor belső és külső sugara, azaz a folyadék be- és kilépési pontjának a forgástengelytől mért távolsága. E pontok kerületi sebességét a v_k vektorok jelentik, ez a folyadék transzportsebessége lenne. A folyadék a lapátok közötti áramcsőben áramlik, a rotorhoz viszonyítva egy bizonyos v_r relatív sebességgel. A transzportsebesség és a relatív sebesség

vektoriális összege a v_a abszolút sebességet adja, e sebességvektor megváltozásából pedig a folyadék impulzusának megváltozását számíthatjuk.

Az abszolút sebességvektor nagyságát és annak megváltozását több tényező is befolyásolja:

- a szivattyú fordulatszáma és a rotor külső és belső átmérője (ezekből a transzportsebességeket határozzuk meg),
- a szivattyúzott folyadék hozama (ez a relatív sebességet adja),
- a lapátok dőlésszöge (ez az abszolút sebességvektor elfordulásának szögével van összefüggésben, 2.5. ábra).



2.5. ábra. A rotor dőlése

Az így meghatározott sebességekkel Bernoulli egyenletét felírván, figyelembe vévén, hogy azt nem gravitációs térben, hanem a centrifugális erők terében kell megtegyük, a következő egyenlethez jutunk:

$$\Delta p = \left(p_2 + \rho \cdot \frac{v_{a2}^2}{2} \right) - \left(p_1 + \rho \cdot \frac{v_{a1}^2}{2} \right) = \rho \cdot (v_{r2} \cdot v_{k2} \cdot \cos \beta_2 - v_{r1} \cdot v_{k1} \cdot \cos \beta_1), \quad (2.1)$$

ez pedig Euler turbinaegyenlete. Itt Δp a hidrosztatikai nyomás növekedése (a szivattyú által létrehozott elméleti nyomásnövekedés), ρ pedig a szivattyúzott folyadék sűrűsége. A β szög a turbinalapát dőlése.

A kerületi sebességek az n fordulatszám függvényében

$$v_{k1} = \omega \cdot R_b = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot R_b, \quad v_{k2} = \omega \cdot R_k = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot R_k, \quad (2.2)$$

a relatív sebességeket pedig az áramcsőben áramló fluidum Q/z hozamának és a rotor lapátjai közötti áramcső A keresztmetszetének függvényében kapjuk, ahol z a lapátok száma:

$$v_r = \frac{Q}{z \cdot A}. \quad (2.3)$$

Amennyiben ismerjük a rotor geometriai jellemzőit, úgy az előírt elméleti Q hozamnak megfelelő elméleti Δp nyomásnövekedést a fenti képletek alapján meg tudjuk határozni. Ezekkel a gép elméleti teljesítménye:

$$P = Q \cdot \Delta p, \quad (2.4)$$

a gép tengelyén ható elméleti nyomaték pedig:

$$M = \frac{P}{\omega}. \quad (2.5)$$

Az elméleti ideális és a mért tényleges értékek függvényében kiszámíthatjuk a gép hatásfokait. Egyszerű mérésekkel azonban nehéz lenne meghatározni a rotoron keresztülhaladó, ideálisnak tekinthető hozamot, hiszen a járókerék mögötti térben a szivattyúzott folyadék egy része visszaszivárog a szívócsonk felé, az Euler-egyenlet pedig csak az elméleti nyomásnövekedés és az elméleti hozam között teremt kapcsolatot. Éppen ezért most is megelégszünk a szivattyú η összh hatásfokának meghatározásával.

2.2. A gyakorlat célja

A gyakorlat célja egy laboratóriumi, aszinkron motorral hajtott centrifugál-szivattyú jellemzőinek kísérleti megállapítása. E célból meg kell tudnunk határozni a szivattyú befektetett teljesítményét, hozamát és nyomását, majd a már ismert eljárásokkal meg kell határozni a szivattyú hatásfokát és meg kell rajzolnunk a karakterisztikus görbét.

A szivattyú befektetett teljesítményét az aszinkron motor karakterisztikus görbéjének alapján, a felvett elektromos teljesítményből határozzuk meg.

2.3. A kísérleti berendezés bemutatása

A kísérleti berendezés az alábbi két fényképen látható részekből áll, amelyet kiegészít az előbbi kísérletben is használt adatgyűjtő kártyával felszerelt számítógép (2.6. ábra).

Ez a berendezés tulajdonképpen több célt is szolgál, nemcsak a centrifugál-szivattyú jelleggörbéinek meghatározására készült. Közös asztalon van egy Otto-motoros szivattyúval, egy, a jelenlegi kísérletben nem használt felső, állandó vízszintű tartállyal és hidrofor-tartállyal van kiegészítve. Van egy csatlakozó csonk is, egyéb berendezések vízellátásának biztosítására.

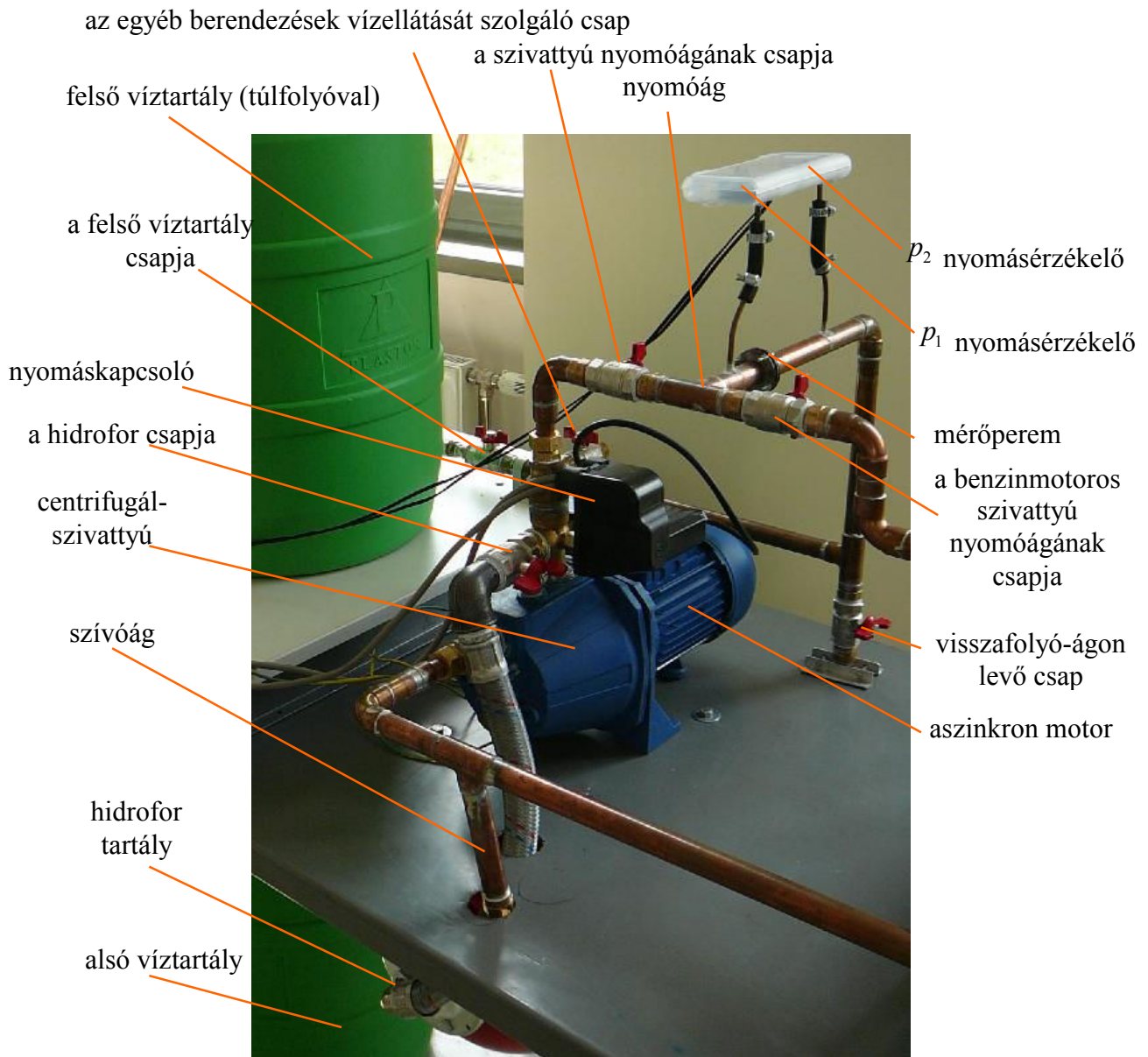
Kísérleteinkben a következő csap-beállításokkal dolgozunk:

- a hidrofor csapja zárva;
- a centrifugál-szivattyú nyomóágának csapja nyitva;
- az Otto-motoros szivattyú nyomóágának csapja zárva;
- a felső víztartály csapja zárva (ezt csak a szivattyú feltöltéséhez nyitjuk meg);
- az egyéb berendezések ellátását szolgáló csap zárva;
- a visszafolyó-vezeték csapja kezdetben nyitva, majd a mérések folyamán fokozatosan elzárjuk (ez lesz a szivattyú terhelése).

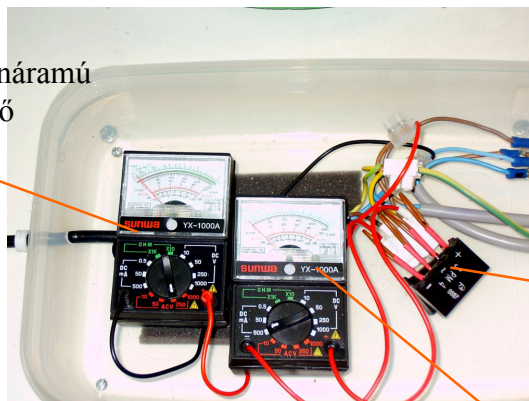
Mivel a szivattyút meghajtó motor a 220 V-os hálózatról működik, a biztonság kedvéért a motor tápfeszültségét és a felvett áram erősségét nem az adatgyűjtővel, hanem analóg eszközökkel mérjük. Ezek az eszközök egy vízhatlan dobozban vannak elhelyezve, a rendszerhez illesztett és megfelelően beállított állapotban. A doboz oldalán van egy, az ábrán nem látható piros színű kapcsoló: ez a hidrofor nyomáskapcsolójának rövidre zárását szolgálja.

A meghajtó motor 220 V-os, tehát csatlakozóját csak földelt aljzatba dugjuk be. A biztonság kedvéért ne markoljuk meg a berendezés fém alkatrészeit, ha pedig víz szivárogna valahol, akkor a berendezést áramtalanítsuk.

A nyomás és a hozam meghatározása az előbbi kísérletben használt eszközökkel és eljárásokkal történik (ugyanolyan nyomásérzékelőket használunk és ugyancsak egy beépített diafragmával mérjük meg a hozamot, a szenzorokat ugyanahhoz az adatgyűjtőhöz csatlakoztatjuk).



10 A méréshatárú egyenáramú áramerősség-mérő



egyenirányító az áramerősség megméréséhez

~250 V méréshatárú feszültségmérő

2.6. ábra. A kísérleti berendezés

2.4. A mérések menete

A mérések megkezdése előtt, a számítógép kikapcsolt állapotában összeállítjuk a mérőköreinket: az adatgyűjtő kártya első két bemenetéhez csatlakoztatjuk a két szenzor vezetékét. Ezután beindítjuk a számítógépet, majd elindítjuk a DAQ Assistant programot. Itt beállítjuk a két csatornát, majd elindítjuk a mintavételezést.

A szivattyút a felső tartály megnyitott csapján keresztül feltöltjük (ezalatt a visszafolyó-vezeték csapja zárva kell legyen), majd meggyőződünk, hogy a csapok az előbbi fejezetben leírtaknak megfelelően vannak beállítva és a nyomáskapcsoló rövidre van zárva. Ezután a szivattyút csatlakoztatjuk a 220 V-os hálózathoz.

Ekkor a DAQ Assistant ablakban két vonalat kell lássunk, amelyeket a következőképpen azonosítunk:

- a nagyobb a jelnek megfelelő, magasabban fekvő vonal a mérőperem előtti szenzor jele
- a másik a mérőperem utáni nyomásérzékelő jele.

A csatornák azonosítása után a DAQ Assistant program futását megállítjuk. Elindítjuk a házi gyártmányú programunkat, beállítjuk az első két csatornát, a mintavételezés lehet néhány száz hertz, frekvenciájú és néhány ezer minta/csatorna beállítású. A legkisebb feszültség értékét 0-ra, a legnagyobbát 5-re beállítva elindítjuk a mintavételezést. A mintavételezéssel párhuzamosan leolvassuk a feszültségmérőt és az áramerősség-mérőt is. Az első mérésnél a visszafolyó vezeték csapját teljesen megnyitjuk, majd azt minden mérés után az egy kissé elfordítjuk, olyan módon, hogy a teljesen nyitott és a teljesen zárt állapot között 8...10 mérést végezhesünk.

Az utolsó mérés elvégzése után a szivattyút kikapcsoljuk és a visszafolyó-vezeték csapját pedig megnyitjuk. Az Otto-motoros szivattyún található feltöltő-nyílás dugóját megnyitjuk, hogy a vezetékek tudjanak kiürülni, majd megmérjük a nyomásérzékelők jelét zérus nyomás mellett is (ez a k tényezők értékének megállapítása végett szükséges). Ezután a feltöltő-nyílás dugóját visszacsavarjuk.

2.5. Az adatok feldolgozása

A kikapcsolt szivattyú mellett mért feszültségekből, az 1.32. képletből mindkét szenzorra megállapítjuk a k állandót:

$$k = V_{out} / V_S . \quad (2.6)$$

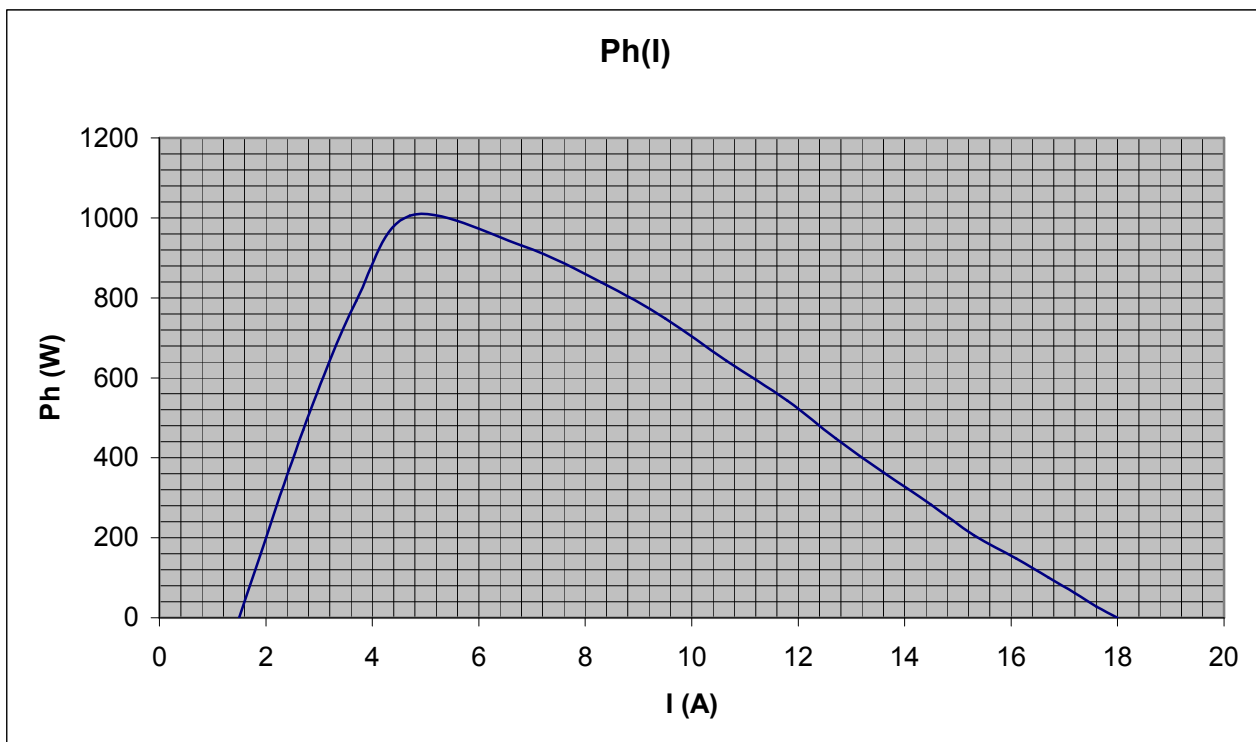
Ezután a mért feszültségekből (átlagos értékekből) megállapítjuk a nyomást, szenzoronként:

$$p = \frac{1}{0.000901} \cdot \left(\frac{V_{out}}{V_S} - k \right) \text{ kPa} . \quad (2.7)$$

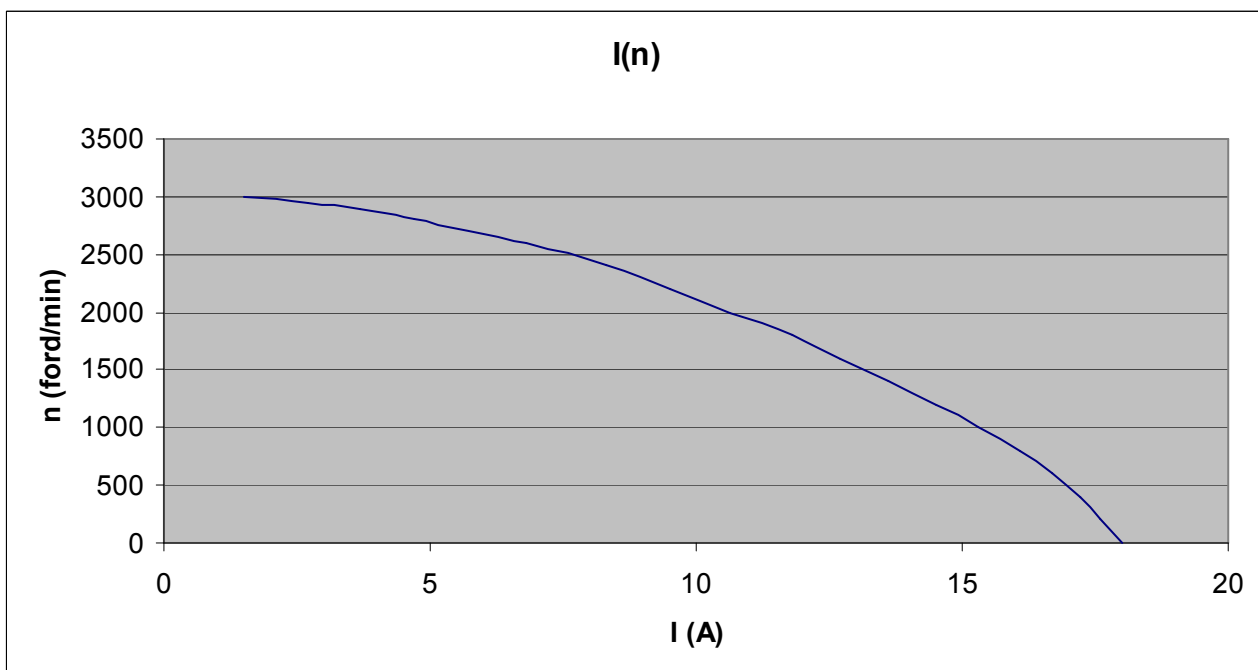
A szenzorok által mért nyomások különbségével az 1.1.2.3. alfejezetben leírtak alapján meghatározzuk a szivattyú hozamát. A számításokhoz szükséges adatok:

- a cső belső átmérője $D = 22 \text{ mm}$;
- a mérőperem nyílásának átmérője $d = 11 \text{ mm}$;
- a víz kinematikai viszkozitása $\nu_k = 0.1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 / \text{s}$;
- az víz sűrűsége $\rho = 1000 \text{ kg} / \text{m}^3$.

A motor által felvett áram erősségével, a motor karakterisztikus görbájéből meghatározzuk annak hasznos teljesítményét. Ez a görbe a következő (2.7.) ábrán látható. Ugyanígy állapítjuk meg a motor (és a szivattyú) fordulatszámát is (2.8. ábra).



2.7. ábra. A motor hasznos teljesítménye az áramerősség függvényében



2.8. ábra. A motor fordulatszáma az áramerősség függvényében

A motor befektetett teljesítménye a tápfeszültség, az áramerősség és a teljesítménytényező (az áramerősség és a feszültség közötti fáziseltolódás szögének koszinusza, értéke 0.85-nek vehető) szorzata:

$$P_{el} = U \cdot I \cdot \cos \varphi, \quad (2.8)$$

ezzel a motor hatásfoka

$$\eta_{motor} = \frac{P_h}{P_{el}} \quad (2.9)$$

A motor hasznos teljesítménye a szivattyúba befektetett teljesítménnyel azonos. A szivattyú hasznos teljesítménye

$$P_{sz} = Q \cdot p_1 \quad (2.10)$$

ahol p_1 az első (a mérőperem előtti) szenzor által mért nyomás, ami a szivattyú által létrehozott nyomásnövekedéssel azonos (ez azért van így, mert úgy a szívócső, mint a nyomócső az alsó tartályba merül).

A szivattyú (össz-) hatásfoka

$$\eta_{szivattyú} = \frac{P_{sz}}{P_h} \quad (2.11)$$

az egybeépített motor-szivattyú együttes hatásfoka pedig

$$\eta = \eta_{motor} \cdot \eta_{szivattyú} = \frac{P_{sz}}{P_{el}} = \frac{Q \cdot p_1}{U \cdot I} \quad (2.12)$$

A számításokat a következő táblázatban végezzük el:

Mennyiség	1. mérés	2. mérés	3. mérés
Motor tápfeszültsége U				
Motor árama I				
Elektromos teljesítmény $P_{el} = U \cdot I \cdot \cos \varphi$				
Első szenzor feszültsége V_{p1}				
Első szenzor nyomása $p_1 = (V_{p1}/5 - k_1)/0.000901$				
Második szenzor feszültsége V_{p2}				
Második szenzor nyomása $p_2 = (V_{p2}/5 - k_2)/0.000901$				
Nyomáskülönbség $\Delta p = p_1 - p_2$				
Hozam $Q = Q(\Delta p)$				
Szivattyú hasznos teljesítménye $P_{sz} = Q \cdot p_1$				
Motor fordulatszáma $n = n(I)$				
Motor hasznos teljesítménye P_h				
Motor hatásfoka $\eta_{motor} = P_h/P_{el}$				
Szivattyú hatásfoka $\eta_{szivattyú} = P_{sz}/P_h$				
Motor-szivattyú hatásfoka $\eta = P_{sz}/P_{el}$				

Végül, a táblázat alapján megszerkesztjük a szivattyú $\Delta p(Q)$, $P(Q)$ és $\eta(Q)$ jelleggörbét (a p_1 , P_h és $\eta_{szivattyú}$ mennyiségeket ábrázoljuk Q függvényében).

2.6. Irodalom

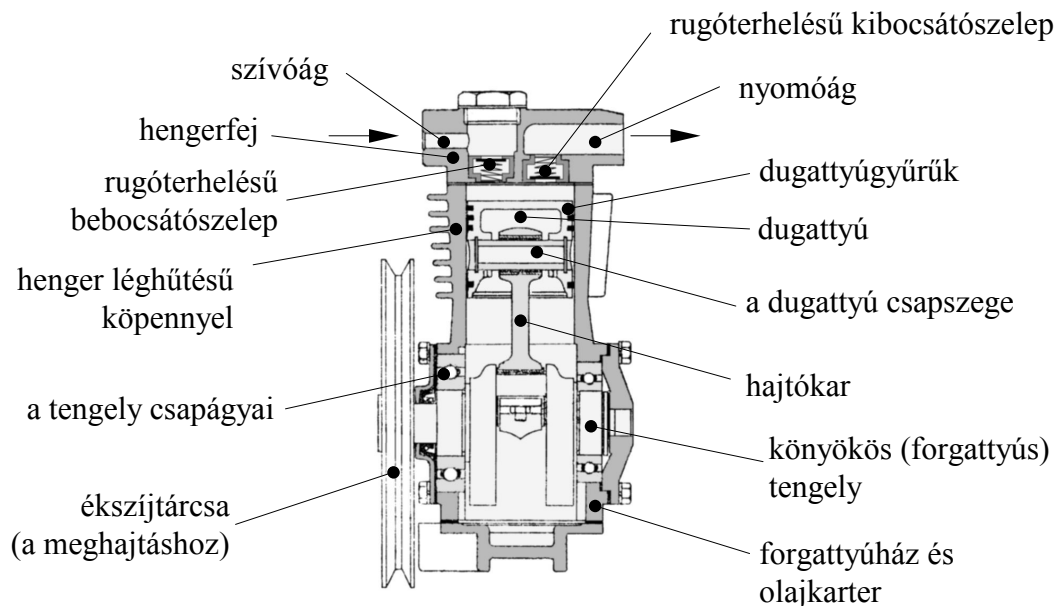
1. Kakucs András: *Áramlástan* (7. fejezet), Scientia, Kolozsvár, 2007
2. Fülöp Adolf: *Laboratóriumi kísérleti centrifugál-szivattyú tervezése és kivitelezése, a szivattyú jelleggörbéjének megállapítása, néhány kísérlet elvégzése* (államvizsga-dolgozat), Sapientia, Marosvásárhely, 2007

3. DUGATTYÚS KOMPRESSZOR INDIKÁTORDIAGRAMJÁNAK MEGÁLLAPÍTÁSA

3.1. Dugattyús kompresszorok

A dugattyús kompresszor a térfogatkiszorítású kompresszorok leggyakoribb típusa. Munkaterét egy (vagy több) henger jelenti, amelyben a dugattyú mozog és amelyet a szelepekkel ellátott hengerfej zár le. A szelepeket rendszerint a nyomáskülönbség vezérli, azaz amikor a hengerben uralkodó nyomás kisebb a szívóáginál, akkor a beocsátó szelep nyit, amikor pedig az nagyobb a nyomóáginál, akkor a kibocsátó szelep áll nyitva. Ezen ok miatt a dugattyús kompresszor nem fordítható meg, motorként való felhasználásához a szelepvezérlést mechanikusan kellene megoldani.

E kompresszorok legegyszerűbb és legelterjedtebb típusa az egyszeres hatású, egyhengeres és egylépcsős lengődugattyús kompresszor, amelynek jellemző keresztmetszetét, a főbb alkatrészek megnevezésével, a következő (3.1.) ábrán láthatjuk.



3.1. ábra. Egyszerű lengődugattyús kompresszor keresztmetszete

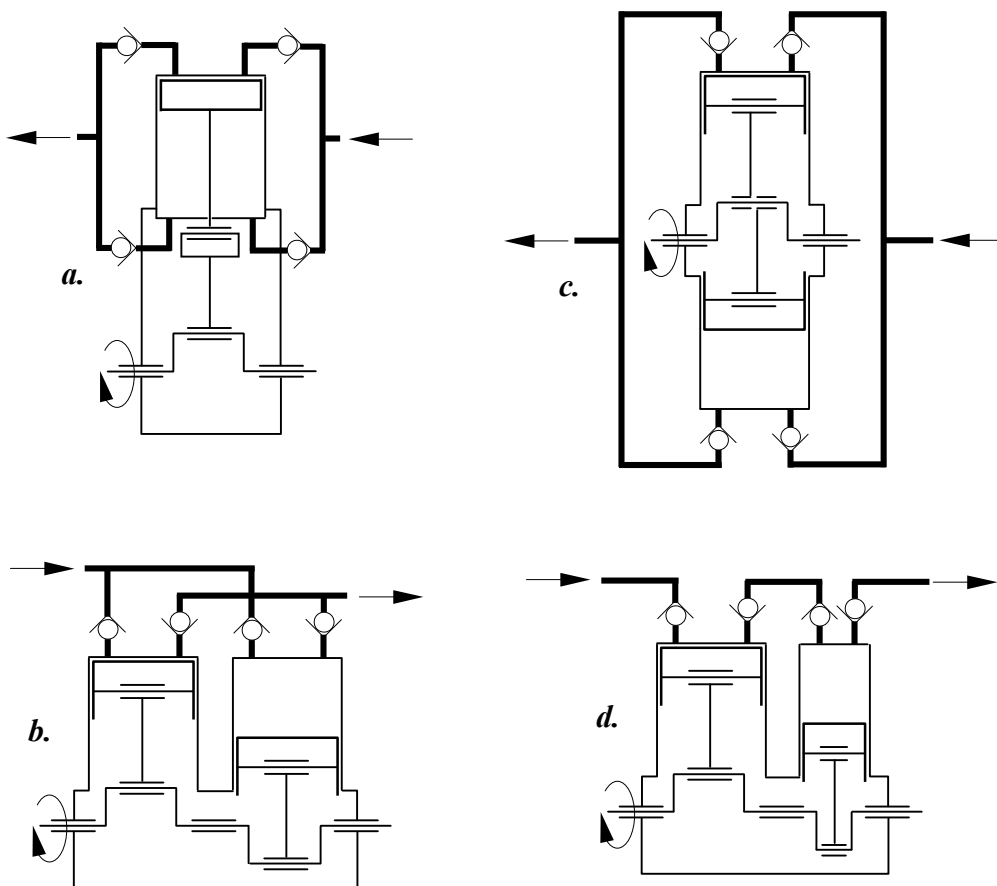
Lengődugattyús kompresszor még más fajta is létezik. Az ábrázolt „szimplex” típus szállítása az egyszeres működése miatt erős fluktuációt mutat. Ennek csökkentésére, valamint a hozam növelésére több, egymással párhuzamosan, de eltérő fázisban működő hengert lehet egybeépíteni, így többhengeres (duplex, triplex stb.) kompresszorokhoz jutunk. A hengerek elrendezése szerint ezek rendszerint soros gépek, a hengerek lehetnek két sorban (V alakban) is. Ritkább megoldás az ellendugattyús gép.

A hozam ingadozását a hengerek számának növelése nélkül is csökkenthetjük, kettős hatású hengerekkel. Ezek felépítése valamivel bonyolultabb, keresztfejes dugattyút igényel.

Ha az egy hengerrel elérhető nyomásnövekedés nem elegendő, akkor a többlépcsős kompresszor jelenthet gazdaságos megoldást: ekkor a sűrítendő gáz több hengeren halad át, mindegyikben egy bizonyos fokú nyomásnövekedés jön létre. Mivel a sűrített gáz térfogata a

nyomás növekedését követően csökken, az egymást követő lépcsőket megvalósító hengerek lökettérfogatának (átmérőjének) megfelelő módon csökkennie kell.

Ezen esetek illusztrálására a 3.2. ábrán láthatunk néhány példát, vázlatos formában.



3.2. ábra. Kettőshatású (a.), soros (b.), ellendugattyús (c.) és kétlépcsős (d.) kompresszor

A továbbiakban csak a szimplex kompresszorral foglalkozunk.

3.1.1. A szimplex kompresszor felépítése és működési elve

A tanulmányozott kompresszor egy térfogatkiszorítású gép, felépítését a 3.1. ábra mutatja. A térfogatot, amelyben a gáz összenyomása végbemegy, a henger belső fala, a dugattyú és a hengerfej határolja le. A dugattyú a hengerben bizonyos játékkal mozog, hiszen az nem szorulhat meg. A henger és a dugattyú közötti résen az összenyomott gáz egy része megszökhet, tehát valamilyen tömítésnek kell ott lennie. Szerkezetileg a legegyszerűbb megoldás a minimális réssel illesztett dugattyú és henger, amikor is a közöttük levő rés annyira kicsi, hogy az meg tudja akadályozni a tetemesebb szivárgást. Ilyen megoldással például a kompresszoros hűtőgépek esetében találkozhatunk. Nagyobb kompresszoroknál a dugattyú tömítését gyűrűkkel szokták megoldani. A súrlódások csökkentésére szolgáló olaj is hozzájárul a dugattyú tömítéséhez.

E rés a kopás miatt idővel megnövekedik, a dugattyúgyűrűs megoldás azonban ennek káros hatását bizonyos mértékig fedezni tudja. A korai, túlzott mértékű kopás megelőzésének okáért az összenyomott gáz nem tartalmazhat szennyeződések, a kompresszor szívóágára szűrőt kell szerelni.

A kompresszort egy forgómozgást végző gép (villanymotor, belső égésű motor) hajtja, a dugattyú mozgása viszont alternáló, egyenes vonalú. Meg kell oldani tehát a mozgás átalakítását,

amelyet rendszerint forgattyús-hajtókaros mechanizmussal oldanak meg, de nem ritka az excenteres megoldás sem. Míg az utóbbi a dugattyú harmonikus mozgását eredményezi, az előbbi esetében a mozgás jóval összetettebb.

3.1.2. A kompresszort jellemző mennyiségek

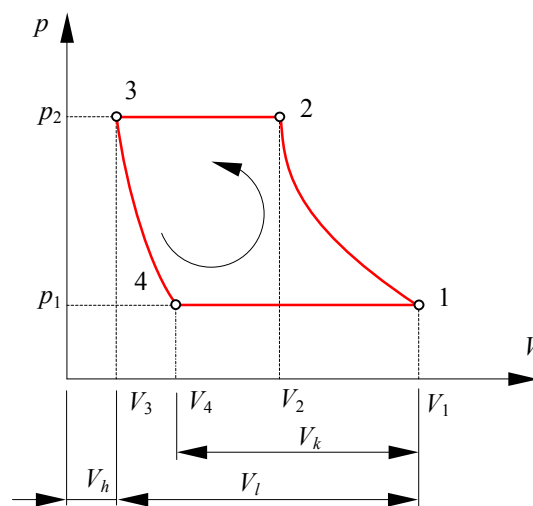
A kompresszort, mint minden hidraulikus és pneumatikus gépet, a sűrített gáz hozamával és nyomásával jellemzünk, azonban nem szabad megfeledkeznünk a gép hatásfokáról sem.

A gáz összenyomható közeg, a nyomás megváltozásakor pedig termodinamikai jelenségek játszódnak le benne. Ezért a hozam megadásakor a gáz térfogata önmagában már nem nyújt elegendő információt a kompresszor által összesűrített gáz mennyiségéről: ilyen esetben például vagy tömeghozamot adunk meg, vagy pedig a gáz valamilyen állapotára (például standard állapotára: 20° C hőmérséklet, 1 atm nyomás) vonatkoztatunk.

3.1.2.1. A kompresszorban végbemenő folyamatok idealizálása

A gép belsejében lejátszódó folyamatok miatt a jellemzőket egymástól való függőségükben, a termodinamikai jelenségek modellezésével adhatjuk meg. Mint minden hőerőgép esetében, a valós folyamatokat idealizált termodinamikai folyamatokkal közelítjük meg, így jutunk a „technikai” kompresszor fogalmához (ez egy idealizált gép, amely a még eszményibb „ideális” kompresszortól abban különbözik, hogy számolunk a holt tér meglétével is).

A technikai kompresszor ideális, viszkozitás nélküli gázt sűrít, tehát nincsenek be- és kiáramlási veszteségek és a gáz az ideális gáztörvényeknek engedelmeskedik. A gáz be- és kiáramlását tehát izobár folyamatokként idealizáljuk. Úgy a gáz összenyomását, mint a holt térben maradó gáz expanzióját politropikusnak tekintjük, ugyanis a munkatér fogatot lezáró fémfelületeken keresztül a gáz termikus kapcsolatban áll a környezetével. Ha a gépezet alkatrészei tökéletes hővezető anyagból készülnének, akkor az összenyomás és a kiterjeszkedés állandó hőmérsékleten menne végbe (tehát azok izotermikus folyamatok lennének), míg ha az alkatrészek tökéletesen hőszigetelő anyagból készülnének, akkor e folyamatok adiabatikusak lennének. A valódi folyamatok e két idealizált határeset között mennek végbe. Az így megalkotott termodinamikai ciklust a 3.3. ábra mutatja.



3.3. ábra. A technikai dugattyús kompresszor termodinamikai ciklusa

Az ábrán V_l a lökettérfogat, amit a dugattyú a két holtpont között megtett útja alatt seper, V_h pedig a holt tér térfogata (az a térfogat, amely a henger belsejében marad, amikor a dugattyú a felső

holtpontban van). V_k a kompresszor hasznos térfogata, ennyi gázt szív be (és megnövekedett nyomáson nyom ki) a kompresszor egy ciklusa alatt. Míg az előbbi két mennyiség pusztán geometriai, a lejátszódó termikus jelenségektől is függ.

A ciklus munkáját felírva a következő mennyiséghez jutunk, ahol k a gáz politropikus kitevője (ennek nagysága a végbemenő folyamatoktól is függ, az nem tisztán anyagi jellemző):

$$L_t = \frac{k \cdot p_1 \cdot V_k}{k-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (3.1)$$

A hasznos térfogat meghatározásához felhasználhatjuk a termotechnikából ismert összefüggéseket, így

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1} \quad (3.2)$$

a ki- és bemeneti nyomások által meghatározott kompresszióarány (e képletekben, termodinamikai jelenségekről lévén szó, az abszolút nyomást kell használnunk),

$$\varepsilon_0 = \frac{V_h}{V_l} \quad (3.3)$$

a holt tér térfogatának aránya a lökettérfogathoz viszonyítva (ez geometriai jellemző),

$$\varepsilon_1 = \frac{V_k}{V_l} \quad (3.4)$$

pedig a beszívott gáz térfogatának és a lökettérfogatnak hányadosa, mely szintén konstruktív (de már nem tisztán geometriai) jellemző, a töltésfok. E mennyiségek között levezethető egy összefüggés:

$$\varepsilon_1 = 1 - \varepsilon_0 \cdot \left(\varepsilon^{\frac{1}{k}} - 1 \right), \quad (3.5)$$

innen pedig a V_k hasznos térfogat meghatározható.

A töltésfok a gáz hőmérsékletének sűrítés alatti megváltozása miatt a kompresszor hozamáról nem nyújt egyértelmű információt. A hőmérsékletkülönbséget is figyelembe vevő

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_1 \cdot \frac{T_1}{T_2} \quad (3.6)$$

mennyiség a kompresszor hozamfoka, amely a továbbított sűrített gáz tömeghozamával egyenes arányban áll.

A 3.1. képlet a termodinamikai ciklus technikai munkáját adja meg. A gép teljesítménye az időegység alatt befektetett munka. Ha a gép fordulatszáma n , akkor időegység alatt elvégzett (befektetett) munka:

$$P_h = n \cdot L_t. \quad (3.7)$$

3.1.2.2. A valódi kompresszorban végbemenő folyamatok

A nem ideális gép esetében azonban bizonyos eltérésekkel kell számoljunk: az összenyomott gáz nem ideális, vagyis nem érvényesek korlátlanul az ideális gáztörvények (megjegyzendő, hogy

az ebből eredő eltérések csak igen alacsony hőmérsékleten és magas nyomáson jelentősek) és viszkozitásuk folytán sűrűdással áramlanak. A be- és kilépésnél tehát veszteségekre, nyomásesésre kell számítsunk. A szívó- és nyomóvezetékben áramló gáz tehetetlensége is szerephez jut, így a szívás során a nyomás az idealizált érték fölé emelkedhet, míg a sűrített gáz kitolása során a nyomás az idealizált érték alá eshet. Az expanzió és a kompresszió sem megy végbe állandó k politropikus kitevő mellett (a hőátadás intenzitása nem állandó), ugyanis egyrészt a gáz változó nagyságú felületen keresztül áll kapcsolatban a környezettel (ugyanis a dugattyú folyamatosan mozog), másrészt a hőmérséklete is folyamatosan változik amint változik a nyomás. A szelepek tehetetlensége is szerephez jut, ugyanis az késlelteti a szelepek nyitását és zárását, valamint az esetleges berezgése is kihatással van a kompresszor működésére. A dugattyú sűrűdése miatt a befektetett munka egy része közvetlenül hővé alakul át.

A valódi dugattyús kompresszor effektív vagy indikált Clapeyron-diagramja tehát bizonyos mértékben különbözik az elméleti úton megszerkesztett diagramtól. A különbségek oka többféle. A szelepek nyitása-zárása nem pillanatszerű. A gáz nem ideális, be- és kiáramlása során viszkozitása miatt nyomáscsökkenés lép fel. A szelepek és a dugattyú tömítetlensége miatt a gáz egy része elszivárog, a töltésfok csökken. A kompresszor egy ciklusa alatt a henger és a dugattyú gázzal érintkező felületének hőmérséklete nem állandó. A dugattyú sűrűdése a befektetett munka egy részét közvetlenül hővé alakítja át. A valódi folyamatok nem politropikusak. A bebocsátó és az elvezető vezetékben fellépő nyomásingadozás rezonálhat a dugattyú mozgásával, mely a kompresszor működésére hasznos lehet (növeli a töltésfokot).

3.1.2.3. A kompresszor hatásfokai

A kompresszor *mechanikai* (vagy *termikus*) hatásfokát az izoterm P_{iz} és az elméletileg kiszámított befektetendő (politropikus, hasznosított) P_h teljesítmény aránya adja (a gáz felmelegedése káros mellékjelenségnek számít):

$$\eta_m = \frac{P_{iz}}{P_h} \quad (3.8)$$

E hatásfok definíciójában két elméleti mennyiség szerepel és értelmet az által nyer, hogy a lehető legkisebb teljesítményigényű gép az egyébként megvalósíthatatlan izoterm kompresszióval működő kompresszor lenne.

Az elméletileg kiszámított hasznosított teljesítmény és a ténylegesen befektetett P_{ef} teljesítmény (amely a gép veszteségeit is fedezi) hányadosa az

$$\eta_t = \frac{P_h}{P_{ef}} \quad (3.9)$$

termodinamikai hatásfok, amely tehát az elméleti haszon és a ráfordítás aránya.

A kompresszor gazdasági (vagy belső) hatásfoka a lehető legkisebb ráfordítással kiszámolt

$$\eta_g = \frac{P_{iz}}{P_{ef}} \quad (3.10)$$

hányados.

A fenti három mennyiséget csak a hőtani jelenségek, a mechanikai és hidraulikai veszteségek figyelembe vételével írtuk fel. Szem előtt kell tartani azonban azt is, hogy a hidraulikus és pneumatikus gépek belsejében egy bizonyos mértékű szivárgás, volumetrikus veszteség is előáll. Ugyanakkor a gáz a vezetékben és a tartályban visszahűl, tehát nyomása csökken. Ez esetben a hasznos teljesítményt a $P = Q \cdot \Delta p$ szorzattal számítjuk ki, ahol Q az összesűrített gáz tömeghozama, amelyet a tartályállapotra vagy a kilépési állapotra vonatkoztatjuk, az tehát a

rendszer egészében fellépő veszteségek hatását is magába foglalja. A kompresszor tényleges hatásfoka tehát

$$\eta = \frac{P}{P_{ef}}, \quad (3.11)$$

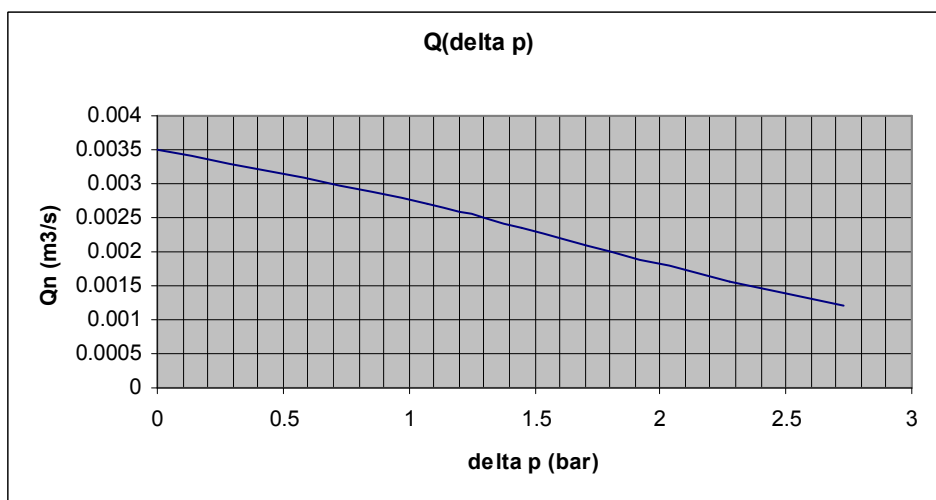
amely a tényleges haszon és a ráfordítás aránya.

3.1.2.4. A kompresszor tényleges hozama és nyomása

A hozammérés ez esetben is többféle módon is elvégezhető lenne, annak az egyik legpontosabb módszere az első laborgyakorlatban bemutatott mérőperemek használata. A jelenlegi gyakorlatban a hozam megmérése nem kerül sor. A tanulmányozott kompresszorra vonatkozó mérések egy államvizsga-dolgozat témáját képezték, ahol a kompresszor hozama a Clapeyron-Mendelejev gáztörvény segítségével, a tartályban uralkodó hőmérséklet és nyomás, valamint a tartály térfogatának felhasználásával került kiszámításra. Ha egy adott pillanatban a hőmérséklet T_i , a nyomás p_i és a tartály térfogata V , akkor az említett gáztörvényből a tartályban levő anyagmennyiség

$$v_i = \frac{p_i \cdot V}{R \cdot T_i} \quad (3.12)$$

(itt $R = 8.3143 \text{ J}/(\text{mol} \cdot \text{K})$ az egyetemes gázállandó, a T_i hőmérséklet pedig a kelvinben megadott termodinamikai hőmérséklet). A v_i anyagmennyiségből ki lehet számolni a tartályban levő gáz tömegét ($m_i = \mu \cdot v_i$, ahol μ az illető gáz móltömege, levegőre például $28.966 \cdot 10^{-3} \text{ kg/mol}$), vagy pedig a tetszőlegesen megválasztott körülmények között érvényes térfogatát (standard körülmények között egy mól ideális gáz térfogata $22.42 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{mol}$). Amennyiben a kompresszor működése közben két, egymástól nem túl távol álló i és j állapotban meghatározzuk a mólok számát és azokból kiszámítjuk a tartályban felgyűlt gáz mennyiségét, akkor azt a mennyiséget a két mérés között eltelt idővel elosztva megkapjuk a kompresszor hozamát az átlagos $p = (p_i + p_j)/2$ nyomásra vonatkoztatva. E hozamot a nyomás függvényében ábrázolva kapjuk a kompresszor $Q - \Delta p$ jelleggörbáját (3.4. ábra, normálállapotra vonatkoztatva).



3.4. ábra. A kísérleti kompresszor hozama a nyomásnövekedés függvényében

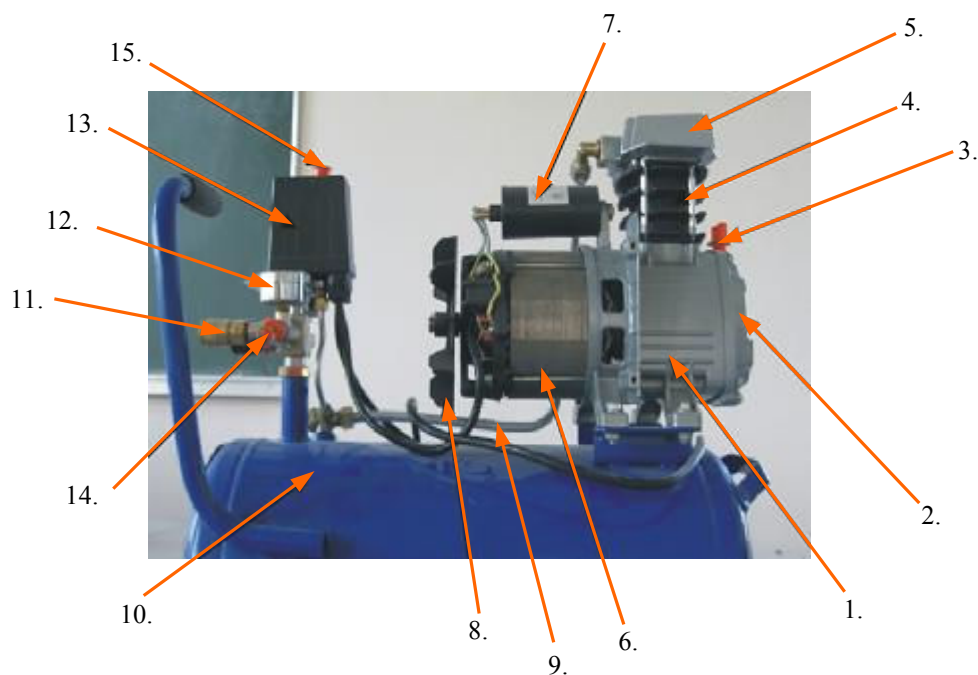
3.2. A gyakorlat célja

A gyakorlat célja egy aszinkron motorral hajtott, kisteljesítményű szimplex dugattyús kompresszor indikátordiagramjának megállapítása, valamint a kapott indikátor-diagram alapján bizonyos mennyiségek (teljesítmény, hatásfok) kiszámítása. E célból meg kell tudnunk határozni a kompresszor befektetett teljesítményét, hozamát és nyomását, a sűrített levegő hőmérsékletét, valamint rögzítenünk kell a hengerben levő levegő nyomásának változását a térfogat függvényében. Az indikátordiagramot a hengerben levő nyomásnak a térfogat függvényében történő ábrázolásával kapjuk. A bevezető részben bemutatott eljárásokkal meg kell határoznunk körfolyamat munkáját, a befektetett teljesítményt és a hatásfokokat.

A kompresszor elméleti befektetett teljesítményét a motor tengelyén átadott nyomatékból és a fordulatszámából határozhatjuk meg, az 1.31. képlet segítségével. A nyomaték megmérésére azonban nincs lehetőség, mivel a kompresszor és az azt meghajtó motor egy egybeépített szerkezet, éppen ezért a befektetett teljesítményt a motor által felvett elektromos teljesítményként határozzuk meg.

3.3. A kísérleti berendezés bemutatása

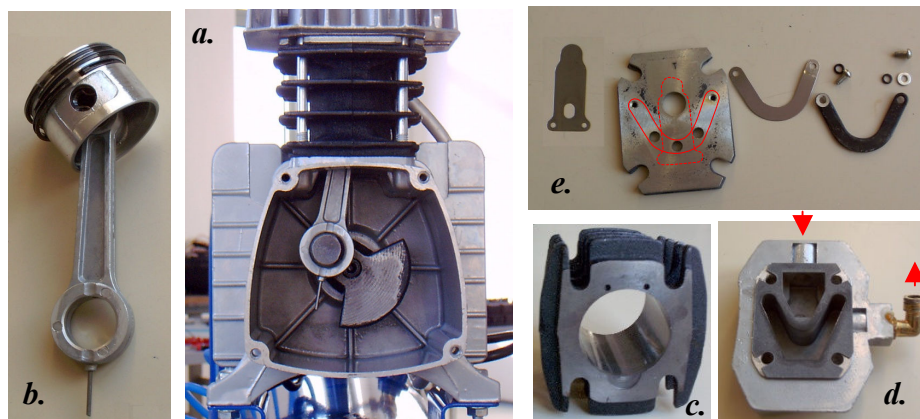
A kísérleti berendezés alapja az alábbi fényképen látható kompresszor, amelyet kiegészítenek a felszerelt érzékelők és az adatgyűjtő kártyával felszerelt számítógép.



3.5. ábra. A kísérleti berendezés

Az ábrán a tulajdonképpeni kompresszor alkotó részei az 1. forgattyúház, amelyet a 2. fedél zár le. Ezen a fedelen egy olajbetöltő-nyílás van (3), amelyet egy nyomáskiegyenlítő-furattal ellátott dugó zár részlegesen el. Ugyancsak itt található egy, az ábrán nem látható olajsint-ellenőrző ablak, valamint a leeresztő-nyílás, amit egy menetes dugó zár el. A forgattyúházra támaszkodik a hűtőbordákkal ellátott 4. henger, benne a dugattyúval. A hengert felülről az 5. hengerfej zárja el, benne a szelepekkel. A hengerfejhez közvetlenül csatlakozik, a szívóágon, az ábrán nem látható levegősűrítő. E főbb alkatrészeket a 3.6. ábrán láthatjuk.

A kompresszort a 6. aszinkron motor hajtja, amelynek az indítókondenzátora a 7. jelű alkatrész. A motort a tengelyére szerelt 8. ventilátor hűti és egy műanyag védőköpeny veszi körül (amely az ábrán nem szerepel). A kompresszorból a sűrített levegő a 9. vezetéken a 10. tartályba jut, ehhez illeszkedik két cső-csatlakozó is (11.). Az egyik csatlakozó nyomását egy szeleppel lehet szabályozni), a nyomást pedig két manométeren (12.) lehet leolvasni. A 13. dobozban a nyomáskapcsoló található, amely jelenlegi állapotában 6 bar nyomásnál kapcsol ki (a gyári beállítás 8 bar nyomás elérését engedélyezte, azonban a nyomásszenzor csatlakozó vezetéke nem bírja ezt a nyomást). A 14. alkatrész egy biztonsági- és leeresztő-szelep. A kompresszort a 15. kapcsolóval lehet elindítani és megállítani.



3.6. ábra. A kompresszor fő alkatrészei

- a). A forgattyúház, benne az ellensúllyal ellátott forgattyú és a hajtókar
- b). A dugattyú, felszerelt gyűrűvel és a hajtókarral (a sarkantyú a kenést szolgálja)
- c). A henger, hűtőbordákkal
- d). A hengerfej hűtőbordás része, felragasztott tömítéssel
- e). A hengerfej szelepei, a lemezen a szelepek megjelölt helyével

A kísérletek során az egyedüli beállítható paraméter a kompresszor nyomása, amely a 11. csatlakozók egyikére (amely nem nyomás-szabályozott) felszerelt fojtóval történik (egyensúlyban ezen a fojtón keresztül éppen annyi levegő távozik, mint amennyit a kompresszor nyom, a sűrített levegő nyomása pedig a fojtó megnyitásának állapotától függ).

3.3.1. Nyomásmérés

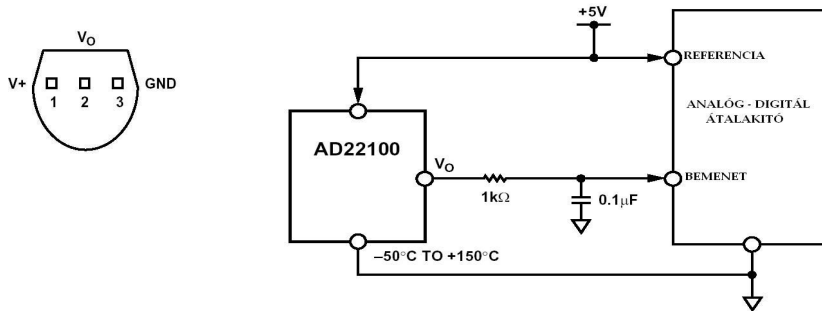
A használt nyomásszenzorok az 1. laborgyakorlatban is használt MPX5999D típusú, 10 bárig mérő eszközök. Két ilyen szenzort is használunk: egy a tartályban levő sűrített levegő nyomását méri meg, a másik pedig a hengerben levő nyomást követi.

3.3.2. A hőmérséklet mérése

A hőmérséklet mérése AD22100 típusú integrált hőmérséklet-érzékelőkkel történik. Egy ilyen érzékelő a tranzistorokhoz hasonló kiserelésben, műanyag tokozással készül. Három lába közül az egyiket 5 V tápfeszültségre kell rákötnünk, amit a számítógép USB csatlakozójáról veszünk le (az stabilizált 5 V-ot ad le). A második láb a közös test, a harmadik pedig az adatgyűjtőbe kötendő be, azon a hőmérséklet függvényében lineárisan változó feszültséget jelenik meg. A szenzor tokozása és javasolt bekötésére a következő (3.7.) ábrán látható. A bekötéshez annyit hozzá kell fűznünk, hogy az 5 V-os referencia-feszültséget nem kell az adatgyűjtőre rákötnünk.

A szenzor karakterisztikus görbéje teljesen lineáris, 0 °C hőmérsékleten kimeneti feszültsége 1.375 V, 100 °C hőmérsékleten pedig 3.625 V. Ezen lineáris kapcsolat szerint egy mért U feszültségnek megfelelő hőmérséklet

$$t = (U - 1.375) \cdot \frac{100 - 0}{3.625 - 1.375} = 44.444 \cdot (U - 1.375). \quad (3.13)$$

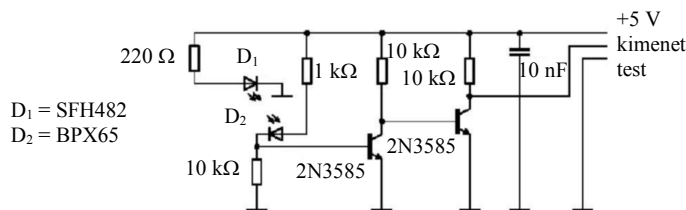


3.7. ábra. A hőmérséklet-érzékelő bekötése

Két ilyen szenzort használunk: egyet a tartályban levő levegő hőmérsékletének meghatározására, egyet pedig a hengerből kiáramló levegő hőmérsékletének mérésére. A hengerben levő levegő hőmérsékletét ezzel a szenzorral megmérni nem tudjuk, annak hőtehetetlensége miatt.

3.3.3. A fordulatszám mérése és a felső holtpont meghatározása

A fordulatszám meghatározásához és a forgattyú helyzetének kiszámításához egy fénySOROMPÓT használunk. Ez az eszköz egy egyszerű elektronikus kapcsolás, amelyben egy fényérzékeny elem (fotodióda) és egy fénykibocsátó elem (LED) található. Ahhoz, hogy a környezeti megvilágítás ne zavarja meg a mérés folyamatát, mindkét elem az infravörös (IR) tartományban dolgozik. Az alapelv egyszerű: amikor a D_1 LED megvilágítja a D_2 fotodiódát, akkor annak vezetőképessége megnő, az erősítő áramkör kimenetén pedig 5 V körüli feszültség jelenik meg (ellenben a kimeneten csak igen alacsony feszültség mérhető). A kapcsolási rajz a 3.8. ábrán látható.



3.8. ábra. A fénySOROMPÓ kapcsolási rajza

A LED által kibocsátott infravörös sugár útját a kompresszor meghajtó motorjának ventilátor-korongja zárja el a fotodióda előtt (3.5. ábra, 8. alkatrész). Ezen a korongon egy 5 mm átmérőjű furat található: amikor a korong úgy fordul, hogy a LED fénye a furaton keresztül a fotodiódára esik, akkor az áramkör kimenetén 5 V feszültség jelenik meg és a forgattyú a felső holtpont után 6°-ra van.

A fordulatszám megmérése a fénySOROMPÓ kimenetén mért feszültség-impulzusok között eltelt időből számítható: ha két egymást követő feszültségcsúcs között eltelt idő τ (ami a forgómozgás periódusának felel meg), akkor a fordulatszám

$$n = \frac{1}{\tau} [\text{Hz}] = \frac{60}{\tau} [\text{ford/perc}]. \quad (3.14)$$

3.3.4. A hengerben levő levegő térfogatának kiszámítása

A hengerbe zárt levegő térfogatát számítással tudjuk meghatározni. A számítások elvégzéséhez szükségünk van a holt tér nagyságára. Ennek meghatározása leszerelt hengerfej mellett történt, amikor is a dugattyút a felső holtpontra állítottuk, a dugattyú felett maradt teret pedig olajjal töltöttük ki. A hengerre ráhelyeztük a tömítést és azt az acéllapot, amelyen a szelepek helyezkednek el (leszerelt kibocsátó-szeleppel), majd annak is a furatait feltöltöttük olajjal. A felhasznált olaj mennyiségéhez hozzáadtuk a nyomás-szenzor csatlakozó vezetékének belső térfogatát, az így a holt tér térfogatára a

$$V_h = 5.91 \text{ cm}^3 = 5.91 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad (3.15)$$

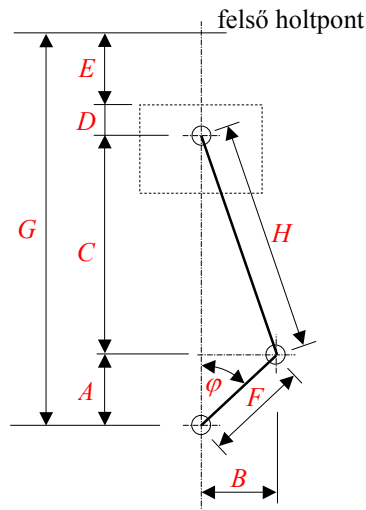
mennyiséget kaptuk.

A számítások elvégzéséhez szükségünk van a forgattyú szögére is. Tudjuk, hogy a fényesorompó kimenetén megjelenő feszültségimpulzus a forgattyúnak a holtpont utáni 6° -os szögét jelenti, valamint azt, hogy az egymást követő impulzusok között eltelt idő a forgómozgás τ periódusát jelenti. Ekkor, az impulzus után eltelt Δt idő alatt az elfordulás szöge $360^\circ \cdot \Delta t / \tau$, vagyis a forgattyú állásának pillanatnyi szöge

$$\varphi = 360^\circ \cdot \frac{\Delta t}{\tau} + 6^\circ, \quad (3.16)$$

amely ha a teljes körnél nagyobbak jön ki, akkor levonunk 360° -ot.

E szöggel, a forgattyús-hajtókaros mechanizmus geometriájából ki lehet számolni a felső holtpontnak megfelelő helyzet és a dugattyú pillanatnyi helyzete közötti elmozdulás alatt söpört térfogatot (3.9. ábra).



3.9. ábra. A forgattyús-hajtókaros mechanizmus geometriája

Az ábrán F a forgattyú, H pedig a hajtókar hossza. D a dugattyú tetejétől és csapszeg tengelyéig mért távolság, G pedig a forgattyú tengelyétől a dugattyú tetejéig mért távolság. Ezek rögzített méretek.

φ a forgattyú pillanatnyi szöge. E szög mellett a forgattyú függőleges, illetve vízszintes vetülete:

$$A = F \cdot \cos \varphi, \quad B = F \cdot \sin \varphi. \quad (3.17)$$

Ez utóbbi segítségével a hajtókar függőleges vetülete:

$$C = \sqrt{H^2 - B^2}. \quad (3.18)$$

E mennyiségekkel a dugattyú teteje és a forgattyú tengelye közötti távolság az $A + C + D$ összeggel egyenlő, tehát a dugattyú a felső holtponttól az

$$E = G - (A + C + D) \quad (3.19)$$

távolságra van. A dugattyú által sepert térfogat tehát

$$V_d = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot E, \quad (3.20)$$

ahol d a henger átmérője, a hengerben levő levegő térfogata pedig

$$V = V_d + V_h. \quad (3.21)$$

Mivel a 3.17. ... 3.19. mennyiségek a φ szögtől függenek, következik, hogy a V_d , illetve V térfogatok is φ függvényei lesznek.

A geometriai adatok a következők:

- a forgattyú F sugara 20.1 mm,
- a hajtókar H hossza 65.7 mm (a forgattyú csapjának tengelye és a dugattyú csapszegének tengelye között mért távolság),
- a D távolság 21.0 mm,
- a G távolság 106.8 mm ($= F + H + D$),
- a henger d átmérője 48.0 mm (a dugattyú átmérője ennél 0.1 mm-rel kisebb).

3.4. A mérések menete

A mérések megkezdése előtt, a számítógép kikapcsolt állapotában összeállítjuk a mérőköreinket: az adatgyűjtő kártya első négy bemenetéhez csatlakoztatjuk a szenzorok vezetékét. Ezután beindítjuk a számítógépet, majd elindítjuk a mintavételező programot. Itt beállítjuk az öt csatornát.

Fontos a helyes mintavételezési frekvencia beállítása: tudjuk, hogy a meghajtó motor nominális fordulatszáma 2850 ford./perc = 47.5 ford./s, azaz periódusa 0.021 s. Ha a tengely minden 2° elfordulására jut egy mintavétel, akkor ez azt jelenti, hogy egy csatorna mintavételezési periódusa $0.021 \cdot 2^\circ / 360^\circ = 1.17 \cdot 10^{-4}$ s kell legyen. Mivel azonban öt csatornánk van és a mintavételezés csatornánként történik (tehát nem egyszerre), a mintavételezés periódusa $1.17 \cdot 10^{-4} / 5 = 2.34 \cdot 10^{-5}$ s, vagyis a mintavételezés frekvenciája $1 / 2.34 \cdot 10^{-5} = 42750$ Hz.

Ha csatornánként $n \cdot 180$ mintát gyűjtünk, akkor az adatgyűjtő a kompresszor n egymást követő ciklusát fogja rögzíteni.

A mintavételezés elindítása előtt elindítjuk a kompresszort, majd a 11. csatlakozóra (3.5. ábra) kapcsolt fojtóval beállítunk egy bizonyos nyomásértéket, például 1 bárt (ezt a nyomást a tartályhoz illesztett manométerrel ellenőrizhetjük). Miután beállt a stabil üzemi állapot, amelynek során a

fojtón keresztül éppen annyi levegő távozik a beállított nyomáson, amennyit a kompresszor nyom, elvégezzük a mintavételezést.

A nyomásszenzorok kalibrálása végett (a k állandó meghatározásához) előzetesen el kellene végezni egy olyan mérést is, amely megadja a szenzorok kimeneti feszültségét zérus relatív nyomás mellett is. Mivel a hengerfejbe beépített szenzor esetében ehhez le kellene szerelni a szenzort, elfogadjuk a következő, előzetesen megállapított értékeket:

- a hengerfejbe beépített szenzor esetében $k = 0.20527$;
- a tartályba beépített szenzorra $k = 0.21656$.

A mérések elvégzése után a számítógép kikapcsolása után széthúzzuk a csatlakozókat.

3.5. Az adatok feldolgozása

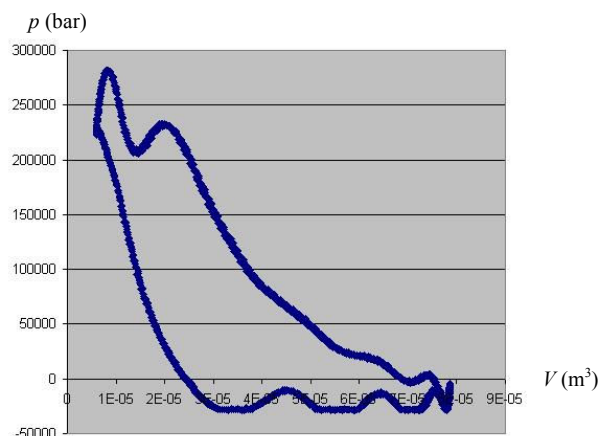
A szenzorok kimeneti feszültségét az adatgyűjtő program egy standard szöveges állományba menti. Ezt az állományt az Excel programmal (vagy egyéb, például Open Office táblázat-kezelővel) meg lehet nyitni és a rögzített adatokat fel lehet dolgozni.

Első lépésként a feszültség-értékekből hőmérséklet, illetve nyomásértékeket számolunk, a 3.13, illetve az 1.36 képletek segítségével.

Az indikátor-diagram megrajzolásához a fénysorompó kimeneti feszültségének maximumait keressük: tudjuk, hogy e maximumok a tengely holtpont utáni 6° -os állásának felelnek meg.

Ezután megszámoljuk, hogy két maximum között hány minta van, legyen ez a szám n_m (a maximumot csak egyszer számoljuk bele). Mivel két maximum között a tengely teljesen körbefordul, következik, hogy egy minta alatt az elfordulás mértéke $\Delta\varphi = 360^\circ / n_m = 2 \cdot \pi / n_m$. A maximumnak megfelelő 6° -hoz ezt a növekményt lépésenként hozzáadjuk, illetve az első maximum előtt visszafele haladva kivonjuk, így megkapjuk a tengely szögét minden egyes mintavétel pillanatában. E szög felhasználásával, a 3.3.4. pont alatt leírt képletek segítségével kiszámítjuk a hengerbe zárt levegő térfogatát.

A megfelelő nyomás-térfogat érték-párok ábrázolásával megkapjuk a keresett indikátor-diagramot. A 3.10. ábrán több, egymásra tevődő ciklust láthatunk.



3.10. ábra. A kompresszor indikátor-diagramja

A kapott diagram területét numerikus integrálással kiszámítva (a táblázat-kezelő segítségével, a trapéz-képlet alkalmazásával elvégezhető) meghatározzuk a termodinamikai ciklus L_t technikai munkáját.

A gép hasznos teljesítményét adó 3.7. képletben szerepel annak fordulatszámja: ezt a tényleges fordulatszámot (mely nem azonos a nominális fordulatszámmal) a fénysorompó maximumai között

levő minták átlagos számából és a mintavételezés frekvenciájából számíthatjuk ki. Ha a mintavételezés frekvenciája f_s , akkor az egy csatornára jutó frekvencia ennek ötöde lesz (mivel öt csatornánk van), így két egymást követő érték között eltelt idő $\Delta t = 5 / f_s$. Ha a maximumok között levő minták száma n_m , akkor a gép periódusa $T = n_m \cdot \Delta t$ és fordulatszáma $n = 1 / T$ ford./s.

A P_{iz} izoterm teljesítmény kiszámításához az

$$L_t = (p_2 \cdot V_3 - p_1 \cdot V_1) \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (3.22)$$

elméleti összefüggést használjuk (a 3.3. ábra alapján, ez a két izoterm folyamat technikai munkájának különbsége).

A P_{ef} effektív teljesítményt a villanymotor által felvett elektromos teljesítménnyel azonosíthatjuk. A motor tápfeszültsége $U = 230$ V, a felvett áram erőssége a mérések szerint lineárisan változik a terheléssel:

$$I = 4.05 + 0.22 \cdot \Delta p, \quad (3.23)$$

ahol Δp a tartályban levő levegő bárban kifejezett nyomása. A teljesítménytényező $\cos \varphi = 0.85$. Ezekkel az adatokkal

$$P_{ef} = U \cdot I \cdot \cos \varphi = 230 \cdot (4.05 + 0.22 \cdot \Delta p) \cdot 0.85. \quad (3.24)$$

A hasznos teljesítményt a $P = Q \cdot \Delta p$ szorzattal számítjuk, ahol a kompresszor hozamát a 3.4. ábrán látható diagramból olvassuk ki.

A fenti adatokkal, a 3.1.2.3. alfejezetben leírt képletekkel kiszámíthatjuk a kompresszor hatásfokait.

További információ gyanánt kiszámíthatnánk a politropikus folyamatok kitevőit. A legegyszerűbb eljárás során a numerikus integrálással kiszámított technikai munkát egyenlővé tesszük a 3.1. kifejezés jobb oldalával, ahol az egyedüli ismeretlen a k politropikus kitevő. Ez a számítás azonban figyelmen kívül hagyja azt a tényt, hogy a 3.3. ábra 2–3 és 4–1 folyamatai nem izobár folyamatok. Pontosabb eredményt kapnánk, ha az indikátor-diagramból kiemelnénk a levegő összenyomásának és kiterjeszkedésének megfelelő görbéket és azokat interpolálnánk az ideális hatványgörbékkel.

3.6. Irodalom

1. Kakucs András: *Műszaki hőtan* (6. fejezet), Scientia, Kolozsvár, 2004
2. Kakucs András: *Áramlástan* (7. fejezet), Scientia, Kolozsvár, 2007
3. Poszert Zsolt: *Laboratóriumi kísérleti berendezés tervezése és kivitelezése: egy dugattyús kompresszor indikátordiagramjának megállapítása* (államvizsga-dolgozat), Sapientia, Marosvásárhely, 2008.

4. KÍSÉRLETI PELTON-TURBINA TANULMÁNYOZÁSA

4.1. A Pelton-turbina

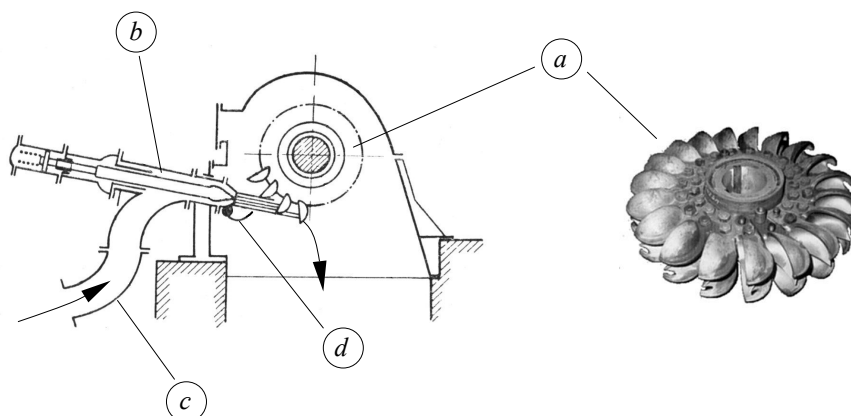
A Pelton-turbina a manapság elterjedten használt vízturbinák egyike, amelyet általában nagy esésű, de kis hozamú erőművekbe építenek be. Őse lényegesen szerényebb készülék volt, amely korábbi gépek tökéletesített változataként született.

A Pelton-turbina reakciós (szabadsugár), tangenciális turbina. Nevét Lester Allan Peltonról kapta, aki eredetileg ács és malomépítő volt. Az 1870-es években, a kaliforniai aranyláz idején kezdett az addig használatos malomkerekek tökéletesítésébe: az aranyelőhelyek közelében ugyanis csak gyors folyású hegyipatakok voltak és a szokványos malomkerekek csak a nagyobb folyókon működtek gazdaságosan. Pelton észrevette, hogy a kerék teljesítménye (hatásfoka) lényegesen megnövekedik, ha a sík lapátokat olyan serlegekkel helyettesíti, amelyek a vízszugarat teljesen visszatérítik. Később e találmányát tovább fejlesztette: a serleget középen egy taréjjal választotta el, amely a rájutó vízszugarat két részre osztotta szét.

A mai Pelton-turbina elvileg a másfél évszázaddal ezelőtti őséhez hasonlít, azonban az egy nagy teljesítményű gép, amelyet nem közvetlenül a patak vize, hanem sugárcsövekből kilövellő vízszugár hajt meg.

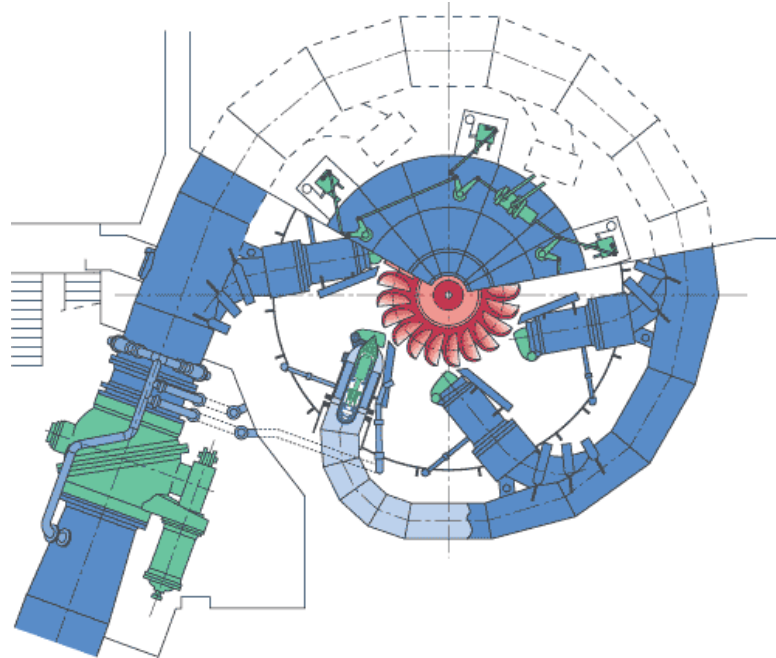
4.1.1. A Pelton-turbina felépítése

A Pelton-turbina lényegében a 4.1. ábrán látható fő alkatrészekből áll: *a*. a kettős serlegekkel ellátott járókerék, amely az ábrán látható kisteljesítményű gép vízszintes helyzetű tengelyére van rögzítve (a nagyobb gépek esetében a kerék vízszintes, a tengely függőleges. Ez a kerék az ábrán egy zárt turbinaházba beszerelve látható, e ház egyedüli szerepe a víz fröcskölésének megakadályozása és a nagyobb erőművi gépeknél az hiányozhat. A *c* vezetéken érkező nyomás alatti vizet a szabályozható hozamú *b* sugárcső (injektor) juttatja a kerékre. Az ábrázolt gépnek csak egyetlen sugárcsőve van, a nagyobb gépeken több, szimmetrikusan elhelyezett sugárcső is található. A turbinát a sugárcső gyors elzárásával hirtelen megállítani nem lehet, mert ez a vízvezetékben igen nagy nyomásnövekedést okozna (vízkalapács). Éppen ezért ennek érdekében a sugárcsövet egy *d* deflektorral látják el, amely a vízszugarat eltérítve meg tudja akadályozni annak a serlegekre való jutását. A nagyobb turbinák és a rájuk szerelt generátor tehetetlensége miatt a vízszugár elterelése egyedül nem elegendő a gyors leálláshoz, ezt az ábrán nem látható, a vizet a serlegek hátoldalára juttató féksugárcsövekkel lehet elérni.



4.1. ábra. Egy egyszerű Pelton-turbina felépítése

A nagyobb turbinák járókereke és sugárcsövei vízszintes síkban vannak, ahogyan az a 4.2. ábrán látható. E gépeket egy olyan mechanizmussal kell ellátni, amely a sugárcsöveket és a féksugárcsöveket egyszerre és azonos mértékben nyitja és zárja, a féloldali, a tengelyt hajlító igénybevétel megjelenésének megakadályozása végett.



4.2. ábra. Egy nagyobb teljesítményű Pelton-turbina felépítése

4.1.2. A Pelton-turbina működési elve

A Pelton-turbina működési elve, akár csak az előbbieken tanulmányozott centrifugáliszivattyúé, szintén az Euler-turbinaegyenlettel magyarázható és írható le.

Könnyebben érthető magyarázatot ad az impulzustétel közvetlen alkalmazása: tekintsük az alábbi három esetet:

- a. amikor egy folyadéksugár egy rögzített sík lemezre hat;
- b. amikor egy folyadéksugár egy Pelton-turbina-lapát formájú, görbített és rögzített falra hat;
- c. és amikor egy folyadéksugár egy forgómozgást végző Pelton-turbina lapátjára hat.

a). Legyen egy kör keresztmetszetű vízszög, amely egy sík lemezre hat, amint az a 4.3. ábrán látható. A vízszög a lemeznek nekiütközve megáll majd irányt változtat, ennek következtében a lemez felületére egy A erőt gyakorol. Ezt az erőt úgy értelmezzük, mint a vízszög által a lemezre gyakorolt hatást. A hatás és ellenhatás törvénye alapján a lemez is visszahat egy erővel a vízszögére, amely ugyanakkora nagyságú, de ellentétes irányú az előbbi A erővel. Így $R = -A$.

Az impulzustétel alapján egy testre ható erők rezultánsa szám szerint egyenlő a test impulzusának változási sebességével (a mechanika második axiómája):

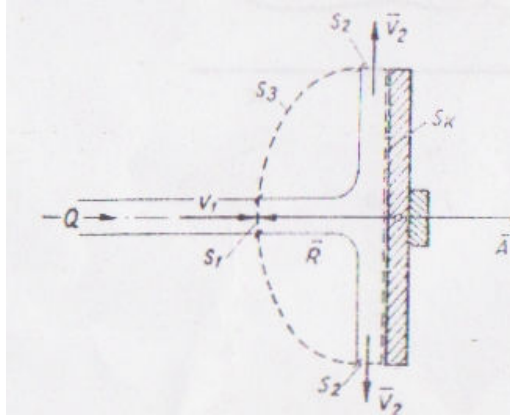
$$F = \frac{dP}{dt}. \quad (4.1)$$

A test impulzusa a sebességvektor és a tömeg szorzata:

$$\mathbf{P} = m \cdot \mathbf{v}, \quad (4.2)$$

tehát végső soron

$$\mathbf{F} = \frac{\partial m}{\partial t} \cdot \mathbf{v} + \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} \cdot m. \quad (4.3)$$



4.3. ábra. Álló sík falra ható folyadéksugár

Az állandó tömegű rendszerekben az első parciális derivált értéke zéró, a második pedig a test gyorsulását jelenti $\mathbf{a} = \partial \mathbf{v} / \partial t$, és így az említett axióma közismertebb formájához jutunk: $\mathbf{F} = m \cdot \mathbf{a}$.

Ha a felületre csapódó vízszugárból kiragadunk egy bizonyos részt, amelynek τ térfogatát az S felület határolja le, akkor az impulzustételt bizonyíthatóan a következő formában írhatjuk fel:

$$\frac{d\mathbf{P}}{dt} = \int_{\tau} \frac{\partial}{\partial t} \cdot (\rho \mathbf{v}) d\tau + \int_S \rho \cdot \mathbf{v} dQ = \sum \mathbf{F}_e \quad (4.4)$$

ahol az első integrál a tekintett részben levő folyadék impulzusának megváltozása, a második pedig a határfelületen Q térfogathozammal átáramló folyadék impulzusváltozását jelenti. Az összeg e folyadékrészre ható külső erők rezultánsa:

$$\sum \mathbf{F}_e = \mathbf{R} + \mathbf{P} + \mathbf{G}. \quad (4.5)$$

Ezek az erők a következők:

– $\mathbf{R} = \int_{S_k} p_R \cdot \mathbf{n} \cdot dS$ - a vízszugár és a fal kölcsönhatásából eredő (reakció-) erők. Itt a p_r a

relatív nyomás (a légkör nyomása mindkét oldalon hat), S_k pedig a vízszugár és a merev fal érintkezési felülete;

– $\mathbf{P} = \int_S p \cdot \mathbf{n} \cdot dS$ - azok a nyomásból származó erők, amelyek az egész S felületen hatnak. Itt

a p nyomás az atmoszférikus nyomás;

– $\mathbf{G} = \int_{\tau} \rho \cdot \mathbf{g} \cdot d\tau$ - a tekintett, τ térfogatú folyadékrész súlya.

A gyakorlati szempontból érdekes egyenletes mozgás (permanens áramlás) esetében a lokális sebességek változása (a lokális gyorsulás) $\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} = 0$, a folyadék pedig összenyomhatatlan (ρ állandó), így az impulzus tétele ekkor a következő lesz:

$$\int_S \rho \cdot \mathbf{v} \, dQ = \mathbf{R} + \mathbf{P} + \mathbf{G}, \quad (4.6)$$

azaz csak a felületen átáramló folyadék járul hozzá az impulzus megváltozásához. A síklemezre a következőt kapjuk:

$$\rho \cdot \mathbf{v}_2 \cdot Q - \rho \cdot \mathbf{v}_1 \cdot Q = \mathbf{R} + \mathbf{P} + \mathbf{G}. \quad (4.7)$$

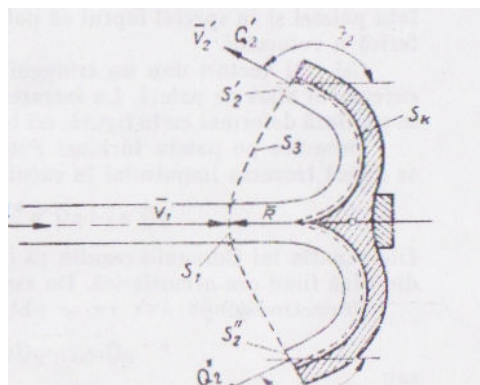
Mivel az S felület bármely pontján $p = p_{atm}$, a hidrosztatikai nyomásból származó erő $\mathbf{P} = \int_S p \cdot \mathbf{n} \cdot dS = 0$.

Ha a sugár iránya szerint vetítünk (vagyis a vetületekkel abban az irányban írjuk fel az egyenletet), akkor: $-\rho \cdot v_1 \cdot Q = R$ és $A = \rho \cdot v_1 \cdot Q$ – ekkora erővel hat a vízszög az álló lemezre.

b). Legyen egy adott méretű, rögzített hajlított lemez, mint a 4.4. ábrán. Ez a lemez a Pelton-turbina lapátjára hasonlít.

Permanens áramlásra alkalmazva az impulzus tételét felírhatjuk:

$$\rho \cdot Q_2' \cdot \mathbf{v}_2' + \rho \cdot Q_2'' \cdot \mathbf{v}_2'' - \rho \cdot Q \cdot \mathbf{v}_1 = \mathbf{R} + \mathbf{G} + \mathbf{P}. \quad (4.8)$$



4.4. ábra. Álló görbült falra ható folyadéksugár

Bernoulli egyenletét alkalmazva, az ábrán feltüntetett kontroll-keresztmetszetekre felírhatjuk:

$$|\mathbf{v}_2'| = |\mathbf{v}_2''| = |\mathbf{v}_2|. \quad (4.9)$$

A kontinuitási tételből

$$Q_2' + Q_2'' = Q, \quad (4.10)$$

az előbbi két összefüggés alapján tehát a hozam megfeleződik a két elfolyó ágon.

A \mathbf{P} erő az előbbi esethez hasonlóan zérus, tehát az impulzustétel formája a következő lesz:

$$\rho \cdot Q \cdot \mathbf{v}_2 + \rho \cdot Q \cdot \mathbf{v}_1 = \mathbf{R} + \mathbf{G}. \quad (4.11)$$

A sugár irányára levetítvén:

$$A = -R = \rho \cdot Q \cdot v_1 \cdot (1 - \cos \theta_2'). \quad (4.12)$$

Amennyiben $\theta = 180^\circ$ (vagyis a vízszög teljesen visszafordul), akkor

$$A = -R = 2 \cdot \rho \cdot Q \cdot v_1, \quad (4.13)$$

vagyis az erő kétszer nagyobb lesz mint az előbbi esetben (ez egy fontos észrevétel, melyet a Pelton turbina hasznosít). Ezért a gyakorlatban a turbinalapátok keresztmetszete az ábrázolt esethez hasonlít.

c). A mozgó görbült felület esete az előbbitől annyiban különbözik, hogy annak egy bizonyos \mathbf{u} sebessége van. A víz áramlási sebessége \mathbf{v} ; ez egy abszolút sebesség, mivel egy rögzített koordináta-rendszerben mérjük, akárcsak a turbinalapát felületének elmozdulási sebességét. A lapátnak ütköző víz a felületen áramlik tovább, ahhoz viszonyítva egy bizonyos \mathbf{w} relatív sebességgel. A lapát \mathbf{u} sebessége transzport-sebesség, a három vektor között tehát az áramlás bármely pontjában érvényes a

$$\mathbf{v} = \mathbf{w} + \mathbf{u} \quad (4.14)$$

összefüggés.

Az álló rendszerből nézve a turbinalapát felületén a mozgás nem permanens (mivel a lapát elmozdul). Viszont ha a turbinalapáthoz viszonyítunk, akkor az áramlás permanens és újból alkalmazhatjuk az előbbi pontnál leírtakat, a \mathbf{w} relatív sebességgel:

$$\rho \cdot Q' \cdot \mathbf{w}'_2 + \rho \cdot Q'' \cdot \mathbf{w}''_2 - \rho \cdot Q \cdot \mathbf{w}_1 = \mathbf{R} + \mathbf{G} + \mathbf{P}. \quad (4.15)$$

Bernoulli egyenletéből most is a be- és kilépési sebességek egyenlőségét kapjuk:

$$|\mathbf{w}'_2| = |\mathbf{w}''_2| = |\mathbf{w}_2| = w_2 \quad (4.16)$$

és a kontinuitási egyenletből most is

$$Q'_2 + Q''_2 = Q, \quad (4.17)$$

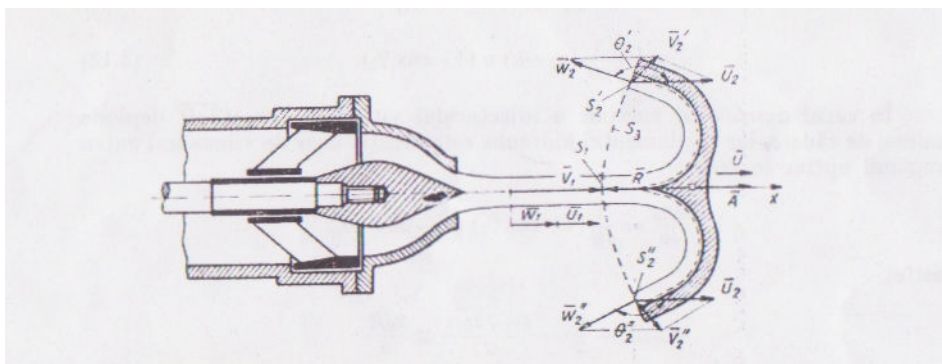
vagyis a hozam megfelel a két ág között.

Az x tengelyre levetítve:

$$\rho \cdot Q' \cdot w_{2x} - \rho \cdot Q'' \cdot w_{1x} = R_x + G_x + P_x, \quad (4.18)$$

ahonnan

$$A_x = -R_x = \rho \cdot Q \cdot (w_1 - w_2 \cdot \cos \theta_2) = \rho \cdot Q \cdot w_1 \cdot (1 - \cos \theta_2). \quad (4.19)$$



4.5. ábra. Mozgó görbült falra ható folyadéksugár

Tehát formailag ugyanahhoz az összefüggéshez jutottunk, mint az előbb, de abban most a relatív sebességek szerepelnek.

Mivel a rotor a vízszög hatására forog, valamely kerületi pontjának u sebessége van, az A_x erő időegység alatt $L = A \cdot u$ munkát végez (időegység alatt az elmozdulás szám szerint a sebességgel azonos), teljesítménye tehát

$$P = A_x \cdot u = \rho \cdot Q \cdot w_1 \cdot (1 - \cos \theta_2) \cdot u, \quad (4.20)$$

másképpen

$$P = \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot (v_1 - u) \cdot (1 - \cos \theta_2) \cdot u. \quad (4.21)$$

Azt tudjuk, hogy a vízszög teljesítménye

$$P_a = \gamma \cdot Q \cdot H \quad (4.22)$$

ahol $H = \Delta p / \gamma$ a turbina esése. A súrlódások hatását elhanyagolván meghatározhatjuk a turbina

$$\eta_r \approx \eta_h = \frac{P}{P_a} = \frac{\frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot (v_1 - u) \cdot u \cdot (1 - \cos \theta_2)}{Q \cdot H} \quad (4.23)$$

vagy

$$\eta_h = \frac{1}{g \cdot H} \cdot (v_1 - u) \cdot u \cdot (1 - \cos \theta_2) \quad (4.24)$$

hidraulikai hatásfokát.

A sugárcsőből az átfolyási egyenlet szerint a víz

$$v_1 = k \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (4.25)$$

sebességgel folyik ki, ahol k a sugárcső hozamfényezője (átfolyási tényezője), tehát az nincs kapcsolatban a rotor forgásával (a turbina hozama csak annak esésétől és a sugárcső megnyitási állapotától függ). Éppen ezért egy adott beállításnál a hidraulikai hatásfok csak az u sebességtől (a fordulatszámától, mivel $u = \omega \cdot r = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot D / 2$) függ. Optimumát (maximumát) keresvén azt az u szerint deriváljuk és ezt a parciális deriváltat zéróval tesszük egyenlővé:

$$\frac{\partial \eta_h}{\partial u} = \frac{1}{g \cdot H} \cdot (1 - \cos \theta_2) \cdot (v_1 - 2 \cdot u) = 0, \quad (4.26)$$

ahonnan a keresett optimum tehát a $\theta_2 \cong 180^\circ$ szög esetén

$$u_{opt} = \frac{v_1}{2} = \frac{k \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}}{2}. \quad (4.27)$$

Ezt a tényt könnyen megmagyarázhatjuk: ekkor a visszatérített vízszög abszolút sebessége, tehát mozgási energiája éppen zéró lenne, tehát az teljes egészében a rotornak adódott át.

Ezt az értéket visszahelyettesítvén

$$\eta_{hmax} = \frac{v_1^2}{2 \cdot g \cdot H} = k^2. \quad (4.28)$$

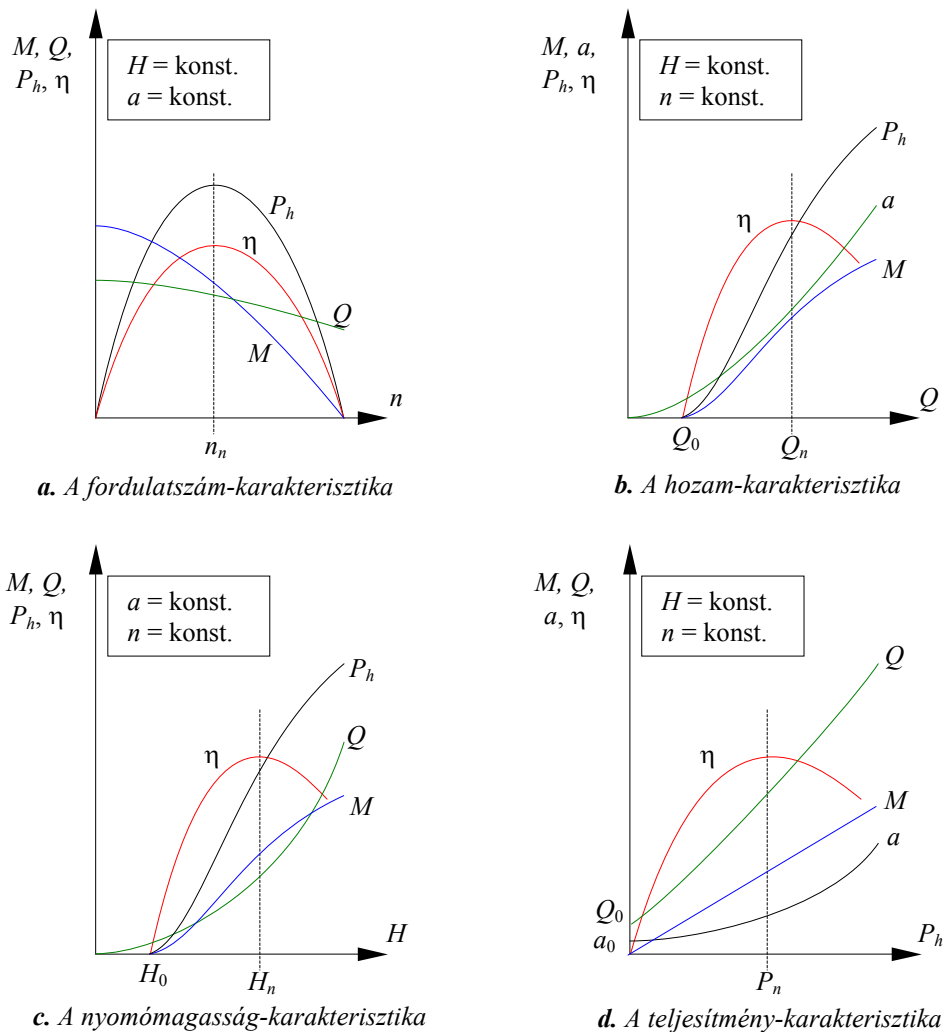
A sugárcső tervezésénél körültekintően járnak el, annak átfolyási tényezője teljesen megnyitott állapotában közel egységnyi. Így elméletileg maximálisan 100 % - os, gyakorlatilag pedig kb. 92 ÷ 93 % - os hatásfok érhető el.

4.1.3. A Pelton-turbinát jellemző mennyiségek

Mint bármely hidraulikus gépnek, a Pelton-turbinának is a fő jellemzői a szállított folyadék hozama és nyomása, valamint a turbina hatásfoka és teljesítménye. A turbina rendszerint egy generátort hajt, amely rögzített frekvenciájú áramot kell szolgáltatson: éppen ezért a felsorolt jellemzőket a nominális fordulatszámon szokás megadni.

A turbina hozama és a rajta létrejövő nyomásesés elméleti kapcsolatát az Euler-turbinaegyenlet adja. Az elméleti ideális és a mért tényleges értékek függvényében kiszámíthatjuk a gép hatásfokait. Egyszerű mérésekkel azonban most is nehéz lenne meghatározni a rotoron keresztülhaladó, ideálisnak tekinthető hozamot (a sugárcsőből kiáramló, de a lapát mellé jutó víz jelenti a veszteséget), éppen ezért most is megelégszünk a turbina η össz-hatásfokának meghatározásával.

Egy turbina általános jellemzőit grafikusán a különböző karakterisztikákkal szokás megadni, amelyeket a 4.6. ábrán láthatunk.



4.6. ábra. Egy turbina jelleggörbéi

A karakterisztikákon szereplő a paraméter a sugárcső (vagy egyéb hozam-szabályzó szerkezet) állapotát jellemzi (hogy az mennyire van megnyitva), az n indexű jelölések pedig a nominális jellemzőkre vonatkoznak.

A Pelton-turbina esetében a hozam csak a sugárcső megnyitását jelző a paramétertől függ, ennek következtében az előbbi négy ábra kissé módosul: az a . ábrán a hozam görbéje egy vízszintes egyenes, a b . ábra hozam-görbéje tulajdonképpen a sugárcső karakterisztikáját jelenti, a c . és d . ábrákon a görbéje a fordulatszámtól független.

4.2. A gyakorlat célja

A gyakorlat célja egy laboratóriumi Pelton-turbina jellemzőinek, pontosabban fordulatszám-karakterisztikáinak kísérleti megállapítása (H -t és a -t változtatva e karakterisztikákból a többi három is meghatározható, azonban időszüke miatt e gyakorlat alatt erre nem vállalkozhatunk). E célból meg kell tudnunk határozni a turbina befektetett teljesítményét (hozamát és nyomását) és a hasznos teljesítményét, majd a már ismert eljárásokkal meg kell határoznunk a turbina hatásfokát és különböző meg kell rajzolnunk a fordulatszám-karakterisztikákat. A méréseket teljesen megnyitott csap mellett, a nyomás néhány beállított értéke mellett végezzük el és a görbékét is e beállításoknak megfelelően rajzoljuk meg.

A turbina hasznos teljesítményét nyomaték és fordulatszám-méréssel határozzuk meg, a fordulatszámot pedig egy generátorként használt kisméretű egyenáramú motor karakterisztikus görbéje alapján, az elektromotoros feszültségből határozzuk meg.

4.3. A kísérleti berendezés bemutatása

A kísérleti berendezés az alábbi két fényképen látható részekből áll, amelyet kiegészít az előbbi kísérletben használt centrifugál-szivattyú és adatgyűjtő kártyával felszerelt számítógép (4.7. ábra).

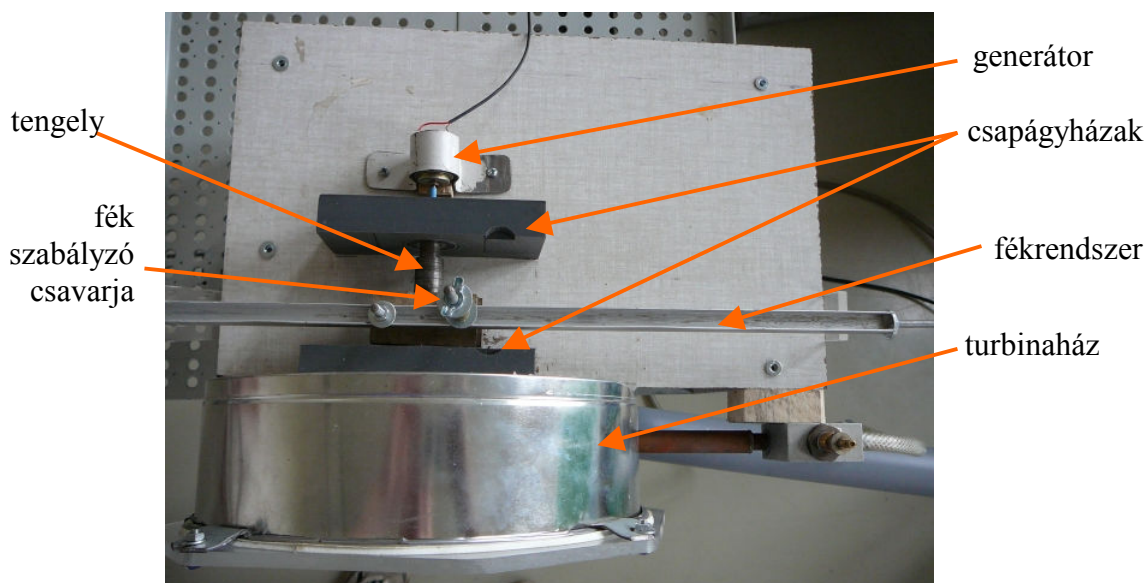
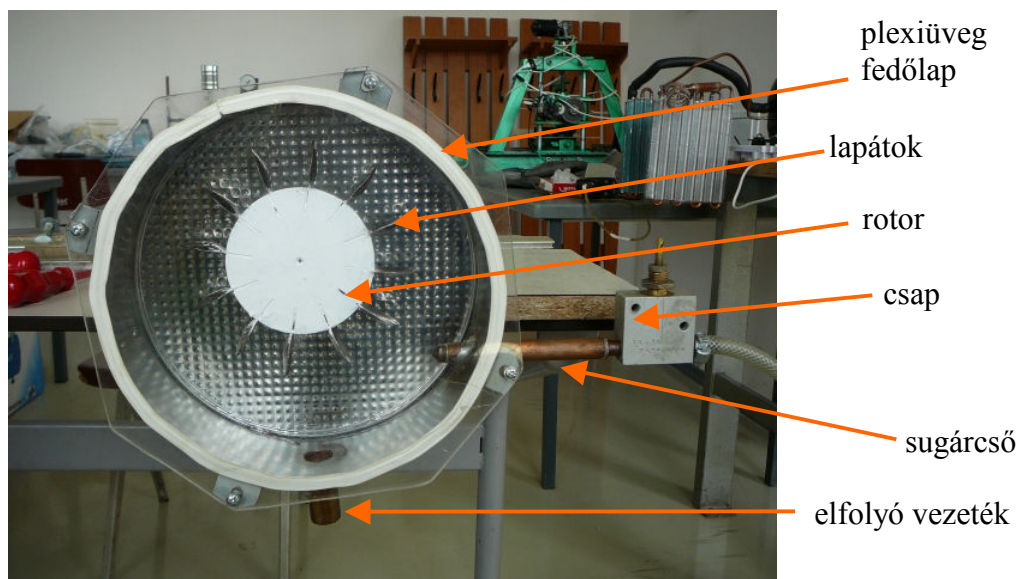
Ez a berendezés tulajdonképpen több célt is szolgál, nemcsak a centrifugál-szivattyú jelleggörbéinek meghatározására készült. Közös asztalon van egy Otto-motoros szivattyúval, egy, a jelenlegi kísérletben nem használt felső, állandó vízszintű tartállyal és hidrofor-tartállyal van kiegészítve. Van egy csatlakozó csonk is, egyéb berendezések vízellátásának biztosítására.

Kísérleteinkben a hidrofor nyomáskapcsolóját rövidre zárjuk és következő csap-beállításokkal dolgozunk:

- a hidrofor csapja zárva;
- a centrifugál-szivattyú nyomóágának csapja nyitva;
- az Otto-motoros szivattyú nyomóágának csapja részben nyitva – ezzel szabályozzuk a szivattyú nyomását;
- a felső víztartály csapja zárva (ezt csak a szivattyú feltöltéséhez nyitjuk meg);
- az egyéb berendezések ellátását szolgáló csap nyitva – most erre a Pelton-turbina csatlakozik;
- a visszafolyó-vezeték csapja a szivattyú légtelenítése után zárva.

Az elektromos motorral hajtott centrifugál-szivattyú nyomását gazdaságosan a motor fordulatszámával szabályozhatnánk. Ez azonban komplikált és nagy teljesítményű elektronikus berendezést igényelne, kísérleteinkben egy sokkal egyszerűbb, bár gazdaságtalan megoldáshoz folyamodunk: a szivattyút egy szabályozható fojtóval (golyós csappal) az Otto-motoros szivattyún keresztül rövidre zárjuk. A fojtó nyitásával vagy zárásával a centrifugál-szivattyú nyomása csökken, illetve nő.

Nem felejtjük el, hogy a meghajtó motor 220 V-os, tehát csatlakozóját csak földelt aljzatba dugjuk be. A biztonság kedvéért ne markoljuk meg a berendezés fém alkatrészeit, ha pedig víz szivárogná valahol, akkor a berendezést áramtalanítsuk.

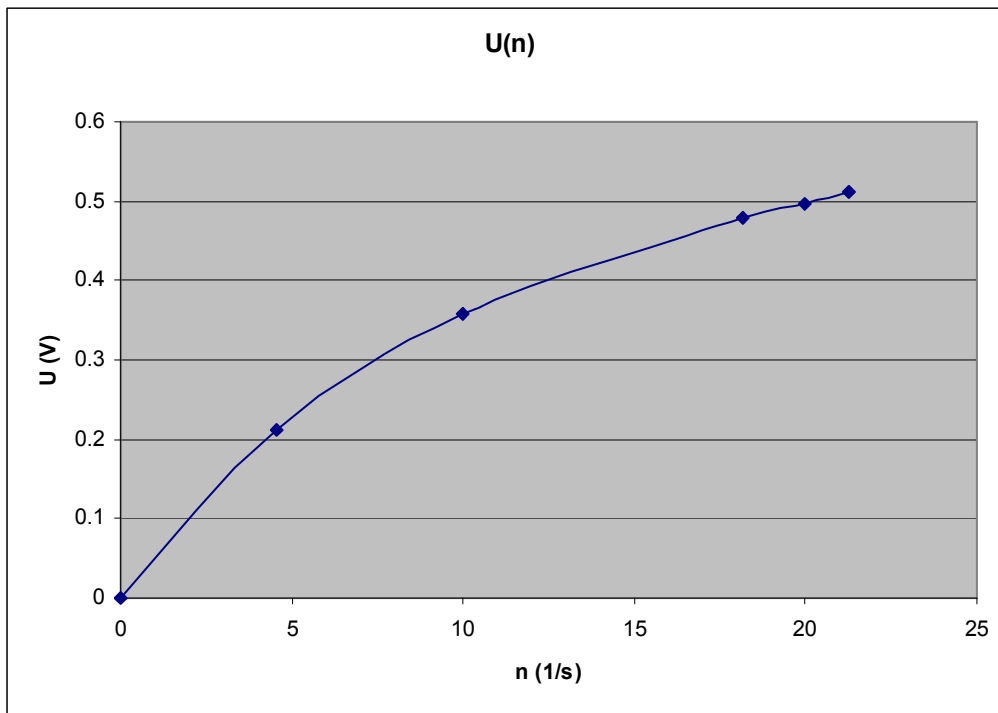


4.7. ábra. Kísérleti Pelton-turbina

A nyomás és a hozam meghatározása a centrifugál-szivattyú tanulmányozása során használt eszközökkel és eljárásokkal történik

A Pelton-turbina fordulatszámát egy generátorként használt egyenáramú kismotor elektromotoros feszültségének mérésével határozzuk meg. Ezt a feszültséget (amely a Pelton-turbina által elérhető legnagyobb fordulatszámon is 1 V alatt van) közvetlenül az adatgyűjtőre kapcsoljuk.

A fordulatszám meghatározásához szükség van a generátor feszültség-fordulatszám karakterisztikájára, amelyet a 4.8. ábrán láthatunk.



4.8. ábra. A generátor karakterisztikája

A nyomaték meghatározása a tengely fékezésével történik. A fék nyomatékát a 4.7. ábrán látható szárnyasanyával állíthatjuk és a karon levő ellensúly tologatásával egyensúlyozzuk ki. Amikor a kar vízszintesen áll (miközben a tengely forog), a fék nyomatéka

$$M = r \cdot G, \quad (4.29)$$

ahol az r erőkar a fékberendezés rúdján levő milliméteres skáláról olvasható le, a használt ellensúly nagysága pedig $G = 0.1 \text{ N}$.

4.4. A mérések menete

A mérések megkezdése előtt, a számítógép kikapcsolt állapotában összeállítjuk a mérőköreinket: az adatgyűjtő kártya első két bemenetéhez csatlakoztatjuk a két nyomásszenzor vezetékét, a harmadikhoz pedig a generátorét (ez utóbbin egy zavarszűrő kondenzátor is található). Ezután beindítjuk a számítógépet, majd elindítjuk a DAQ Assistant programot. Itt beállítjuk a két csatornát, majd elindítjuk a mintavételezést.

A szivattyút a felső tartály megnyitott csapján keresztül feltöltjük (ezalatt a visszafolyó-vezeték csapja zárva kell legyen), majd meggyőződünk, hogy a csapok az előbbi fejezetben leírtaknak megfelelően vannak beállítva és a nyomáskapcsoló rövidre van zárva. Ezután a szivattyút csatlakoztatjuk a 220 V-os hálózathoz.

Ekkor a DAQ Assistant ablakban három vonalat kell lássunk, amelyeket a következőképpen azonosítunk:

- a legnagyobb a jelnek megfelelő, magasabban fekvő vonal a mérőperem előtti szenzor jele
- a másik a mérőperem utáni nyomásérzékelő jele,
- a harmadik, zérus jel a generátor feszültsége.

A csatornák azonosítása után a DAQ Assistant program futását megállítjuk. A Pelton-turbina csapját teljesen kinyitjuk és megnyitjuk az arra vezető golyós csapot is (előtte meggyőződünk arról, hogy a visszafolyó vezeték az alsó tartályhoz csatlakozik). Az Otto-motoros szivattyú nyomóágának

csapját kezdetben zárva tartjuk. A Pelton-turbina fékét kilazítjuk és kiegyensúlyozzuk. Elindítjuk a házi gyártmányú programunkat, beállítjuk az első három csatornát, a mintavételezés lehet néhány száz hertz, frekvenciájú és néhány ezer minta/csatorna beállítású. A legkisebb feszültség értékét 0-ra, a legnagyobbét 5-re beállítva elindítjuk a mintavételezést, ugyanakkor leolvassuk az ellensúly erőkarjának hosszát. Az adatok rögzítése után a féken egy kicsit szorítunk, ezáltal a turbina forgása lelassul. A kar kiegyensúlyozása után megismételjük az adatok rögzítését, ezt a folyamatot még négyszer-öttször (míg a turbina majdnem meg nem áll) megismételjük.

Ezután az Otto-motoros szivattyú csapját enyhén megnyitva a nyomást kb. fél bárral csökkentjük és a mérés-sorozatot újból megismételjük, majd újabb fél báros nyomáscsökkentés után még egyszer.

Az utolsó mérés elvégzése után a szivattyút kikapcsoljuk és a visszafolyó-vezeték csapját pedig megnyitjuk. Az Otto-motoros szivattyún található feltöltő-nyílás dugóját megnyitjuk, hogy a vezetékek tudjanak kiürülni, majd megmérjük a nyomásérzékelők jelét zérus nyomás mellett is (ez a k tényezők értékének megállapítása végett szükséges). Ezután a feltöltő-nyílás dugóját visszacsavarjuk.

4.5. Az adatok feldolgozása

A kikapcsolt szivattyú mellett mért feszültségekből, az 1.32. képletből mindkét nyomás-szenzorra megállapítjuk a k állandót:

$$k = V_{out} / V_s . \quad (4.30)$$

Ezután a mért feszültségekből (átlagos értékekből) megállapítjuk a nyomást, szenzoronként:

$$p = \frac{1}{0.000901} \cdot \left(\frac{V_{out}}{V_s} - k \right) \text{ kPa} . \quad (4.31)$$

A szenzorok által mért nyomások különbségével az 1.1.2.3. alfejezetben leírtak alapján meghatározzuk a szivattyú hozamát. A számításokhoz szükséges adatok:

- a cső belső átmérője $D = 22 \text{ mm}$;
- a mérőperem nyílásának átmérője $d = 11 \text{ mm}$;
- a víz kinematikai viszkozitása $\nu_k = 0.1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 / \text{s}$;
- az víz sűrűsége $\rho = 1000 \text{ kg} / \text{m}^3$.

A generátor karakterisztikus görbéjéből, annak elektromotoros feszültségéből meghatározzuk a turbina fordulatszámát.

A turbina befektetett teljesítménye a hozam és a második (a mérőperem utáni) szenzor nyomása

$$P_{be} = Q \cdot p_2 , \quad (4.32)$$

(ez azért van így, mert most nem a szivattyú nyomását, hanem a turbinára jutó nyomást kell megadnunk).

A turbina teljesítménye

$$P_{turbina} = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M , \quad (4.33)$$

(össz-) hatásfoka pedig

$$\eta_{turbina} = \frac{P_{turbina}}{P_{be}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot M}{Q \cdot p_2} \quad (4.34)$$

(minden adatot a Nemzetközi Mértékegység-rendszerben adunk meg).

A számításokat a következő táblázatban végezzük el:

Mennyiség	1. mérés	2. mérés	3. mérés
Első szenzor feszültsége V_{p1}				
Első szenzor nyomása $p_1 = (V_{p1}/5 - k_1)/0.000901$				
Második szenzor feszültsége V_{p2}				
Második szenzor nyomása $p_2 = (V_{p2}/5 - k_2)/0.000901$				
Nyomáskülönbség $\Delta p = p_1 - p_2$				
Hozam $Q = Q(\Delta p)$				
Turbina befektetett teljesítménye $P_{be} = Q \cdot p_2$				
Generátor feszültsége U				
Generátor fordulatszáma $n = n(U)$				
Fék erőkarja r				
Fék nyomatéka $M = r \cdot G$				
Turbina hasznos teljesítménye $P_t = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M$				
Turbina hatásfoka $\eta_t = P_t / P_{be}$				

Végül, a táblázat alapján, rögzített p_2 és a értékek mellett (a végső soron a kísérleteinken nem szerepelt, mert az injektor csapja mindvégig teljesen nyitva volt) megszerkesztjük a turbina fordulatszám karakterisztikáit (a Q , P_t , M és η_t mennyiségeket ábrázoljuk n függvényében; Q állandósága miatt az a görbe egy vízszintes egyenes lesz).

4.6. Irodalom

1. Kakucs András: *Áramlástan* (7. fejezet), Scientia, Kolozsvár, 2007
2. Albert-Nagy Attila: *Laboratóriumi kísérleti Pelton-turbina tervezése és kivitelezése. A turbina jelleggörbéinek kísérleti megállapítása* (államvizsga-dolgozat), Sapientia, Marosvásárhely, 2007

5. SOROSAN ÉS PÁRHUZAMOSAN KAPCSOLT SZIVATTYÚK MUNKAPONTJÁNAK MEGÁLLAPÍTÁSA

5.1. Sorosan és párhuzamosan kapcsolt szivattyúk

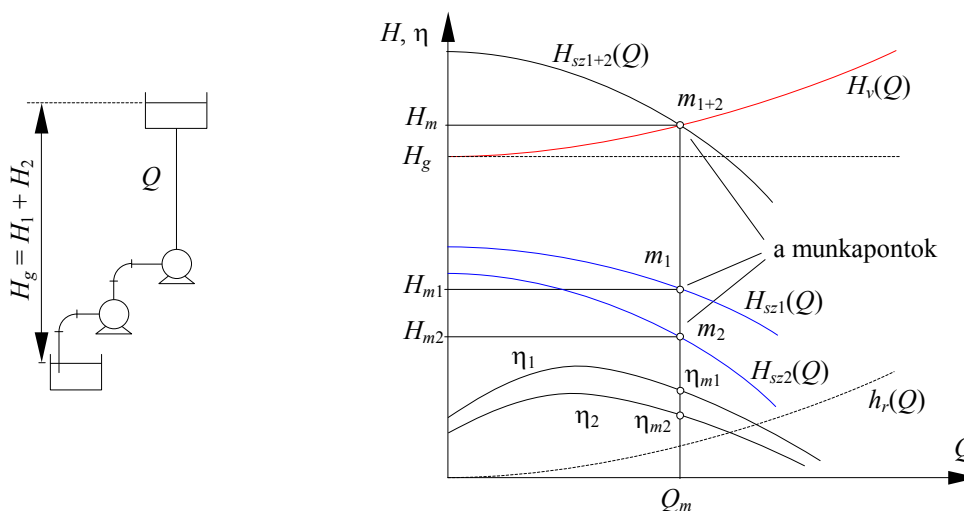
Egy szivattyút gazdaságosan a munkapontja közelében lehet működtetni. A különböző berendezések tervezésénél azonban előállhat olyan eset, amikor a gyártók katalógusaiban nem találunk olyan szivattyút, amelynek a nominális hozama és nyomása a kívánt értékek közelébe essen, vagy pedig a berendezésben a hozam és/vagy a nyomás széles skálán ingadozik. Ilyen esetben a nyomás növelésére sorosan, vagy pedig a hozam növelésére párhuzamosan kötött szivattyúkat alkalmazhatunk. Józan megfontolások alapján előre láthatjuk, hogy az első esetben a nyomásnövekedések, a második esetben pedig a hozamok fognak összegeződni. A helyzet azonban nem ilyen egyszerű, ugyanis a rendszerbe kötött szivattyúk munkapontját külön-külön meg kell keresni.

5.1.1. Sorosan kapcsolt szivattyúk

Mivel ebben az esetben az átfolyó hozamok azonosak és a nyomómagasságok összeadódnak, az eredő jelleggörbét az adott Q hozamnak megfelelő nyomómagasságok összegzésével kapjuk.

A sorosan kapcsolt szivattyúk számítását két gép példázatán lehet bemutatni (5.1. ábra). Első lépésként a két szivattyú eredő jelleggörbéjét kell megszerkeszteni.

Grafikusan e szerkesztést az egyedi jelleggörbék ordinátáinak összegzésével lehet elvégezni: az ábrán a $H_{sz1+2}(Q)$ görbe egy pontjának ordinátáját az adott Q abszcisszához tartozó $H_{sz1}(Q)$ és $H_{sz2}(Q)$ ordináták összegeként határozzuk meg. Ha a két sorosan kötött szivattyú azonos, akkor az eredő jelleggörbe az egyedi jelleggörbe ordinátáinak megduplázásával kapható meg.



5.1. ábra. Sorosan kapcsolt szivattyúk munkapontja

Az ábrán szereplő másik fő görbe a vezeték jelleggörbéje. A vezeték jelleggörbéjét úgy kapjuk meg, hogy a veszteségek $h_r(Q)$ görbéjéhez hozzáadjuk a H_g geodéziai szintkülönbséget. A veszteségek görbéje a szívó-, a nyomó- és a szivattyúk közötti vezetéseken fellépő veszteségek összegét adja, az átfolyó hozam függvényében.

A rendszer munkapontja a sorosan kapcsolt szivattyúk eredő karakterisztikájának és a vezeték jelleggörbéjének metszéspontja.

A szivattyúk egyedi munkapontjai a közös hozamnak megfelelő függőleges vonalon vannak. Az ábrából a hatásfokok is leolvashatók. A tervezés folyamán arra kell törekedni, hogy ezek az egyedi munkapontok a nominális értékek (legnagyobb hatásfokok) közelében legyenek.

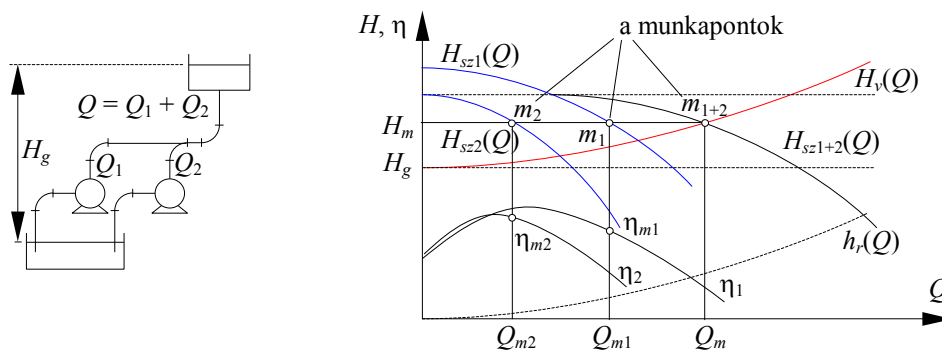
A szerkesztés bemutatott menete távoli és közeli szivattyúkra egyaránt helyes, ugyanis a szivattyúkat összekötő vezetékek hatása beépül a vezeték jelleggörbéjébe.

5.1.2. Párhuzamosan kapcsolt szivattyúk

A párhuzamosan kapcsolt generátorok a nyomómagassága azonos, hozamuk pedig a tervezett rendszer hozamának egy bizonyos hányadát teszik ki. Ebből következően a párhuzamosan kapcsolt szivattyúk eredő jelleggörbéjét az adott H nyomómagasságnak megfelelő hozamok összegzésével kapjuk.

A párhuzamosan kapcsolt szivattyúk számítását szintén két gép példázatán lehet bemutatni (5.2. ábra). Első lépésként most is a két szivattyú eredő jelleggörbéjét kell megszerkesztetni.

Grafikusan e szerkesztést az egyedi jelleggörbék abszcisszáinak összegzésével lehet elvégezni: az ábrán a $H_{sz1+2}(Q)$ görbe egy pontjának abszcisszáját az adott H ordinátaéhoz tartozó $H_{sz1}(Q)$ és $H_{sz2}(Q)$ abszcisszáik összegeként határozzuk meg. Ha a két sorosan kötött szivattyú azonos, akkor az eredő jelleggörbe az egyedi jelleggörbe abszcisszáinak megduplázásával kapható meg.



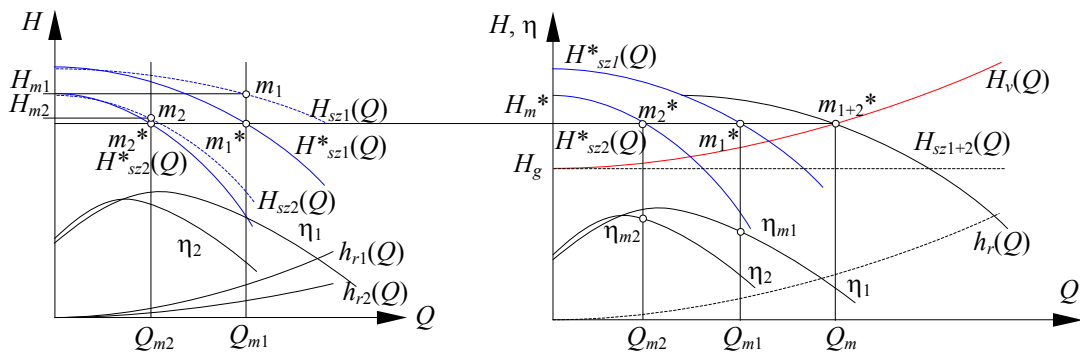
5.2. ábra. Párhuzamosan kapcsolt szivattyúk munkapontja

A vezeték jelleggörbéjét ugyanúgy kapjuk meg, mint az előbbi esetben. A veszteségek görbéje most a szívó-, a nyomó vezetéseken fellépő veszteségek összegét jelenti, az átfolyó hozam függvényében (tehát most nincs olyan vezetékszakas, amely a két szivattyút kötné össze). A helyzet azonban most nem annyira egyszerű, mint a sorosan kapcsolt szivattyúk esetében, hiszen a szivattyúk nem közös szívó- és nyomóágain a hozamok egyelőre ismeretlenek (azok a szivattyúk hozamaival azonosak). Ilyenkor két esetet különböztetünk meg:

- amikor a nem közös vezetékek hatása elhanyagolható (*közeli* szivattyúk), és ellenben,
- amikor a nem közös vezetékek hatása jelentős (*távoli* szivattyúk).

Az első esetben tehát feltételezzük, hogy veszteségek csak a közös vezetéseken lépnek fel, így a vezetékek karakterisztikája rendszerint csupán a közös nyomóvezeték veszteségeit fogja tartalmazni (amennyiben a rendszer közös szívóvezetékét is tartalmazna, azt általában egy nagy átmérőjű, kis hidraulikai ellenállással bíró vezeték szokott lenni). Ekkor az 5.2. ábrán látható szerkesztés egyszerűen elvégezhető.

A második esetben, mivel a valamely szivattyúhoz tartozó szívó- és nyomóág hozama azonos az illető szivattyú hozamával, ezen vezetékek hatását beépítjük a szivattyú karakterisztikájába, mintha azok a szivattyú belső ellenállását növelnék (5.3. ábra).



5.3. ábra. Párhuzamosan kapcsolt távoli szivattyúk munkapontja

Az ábrán tehát a csillaggal megjelölt görbék jelentik a módosított szivattyú-jelleggörbéket, amelyeket egy segédszerkesztéssel kapunk meg úgy, hogy a szivattyú jelleggörbéjéből kivonjuk a hozzá tartozó vezeték veszteség-görbéjét, például $H_{sz1}^*(Q) = H_{sz1}(Q) - h_{r1}(Q)$. Ezután az így nyert módosított jelleggörbékkel elvégezzük az 5.2. ábrán látható szerkesztést.

A rendszer munkapontja most a párhuzamosan kapcsolt szivattyúk eredő karakterisztikájának és a vezeték jelleggörbéjének metszéspontja.

A szivattyúk egyedi munkapontjai a közös nyomómagasságnak megfelelő vízszintes vonalon vannak. A távoli szivattyúk esetében (5.3. ábra) a módosított jelleggörbékről vissza kell térni az eredetire, a tényleges munkapont a csillaggal jelölt felett van.

Most is arra kell törekedni, hogy az egyedi munkapontok a nominális értékek közelében legyenek.

Ezeket a szerkesztést magasságok helyett nyomásértékekkel is elvégezhetjük.

5.2. A gyakorlat célja

A gyakorlat célja két, aszinkron motorral hajtott, kisteljesítményű centrifugálszivattyú $\Delta p(Q)$ jelleggörbéjének megállapítása, majd ezek alapján a párhuzamosan és sorosan kötött szivattyúk eredő elméleti jelleggörbéinek megrajzolása. Végül, az elméleti jelleggörbéket néhány mérés alapján összehasonlítjuk a gyakorlati adatokkal.

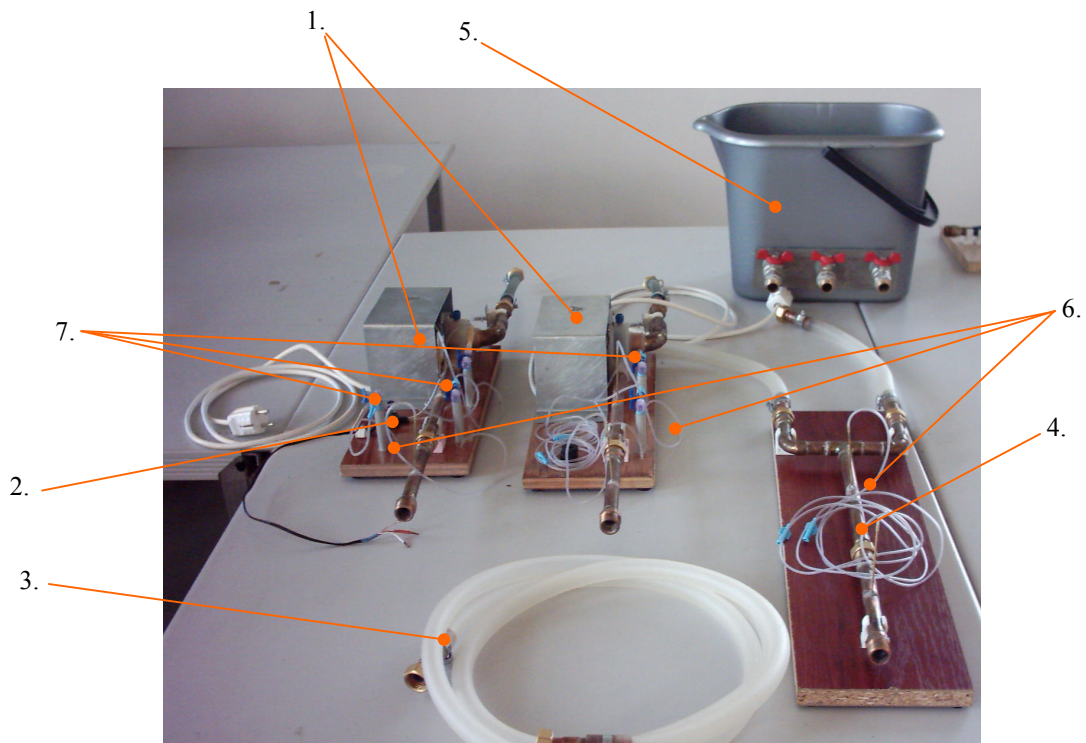
A megállapítandó mennyiségek a nyomások és a hozamok, a hozamokat a mérőperemes-módszerrel határozzuk meg (az egyedüli mért mennyiség tehát a nyomás lesz, az összeállított kísérleti rendszer néhány kijelölt pontjában).

Az egyedi jelleggörbéket a kísérletileg megállapított $(Q, \Delta p)$ érték-párok grafikus ábrázolásával kapjuk, a soros és párhuzamos kapcsolások görbéit pedig az előbbi alfejezetben leírt eljárással szerkesztjük meg.

Mivel a használt mérőperemek hidraulikai ellenállása jelentős és azok egy egységet alkotnak a szivattyúkkal, az egyszerűség kedvéért hatásukat beépítjük a szivattyúk jelleggörbéjébe. Ilyen módon a párhuzamos kapcsolás esetén a közeli szivattyúkra megállapított eljárást alkalmazhatjuk.

5.3. A kísérleti berendezés bemutatása

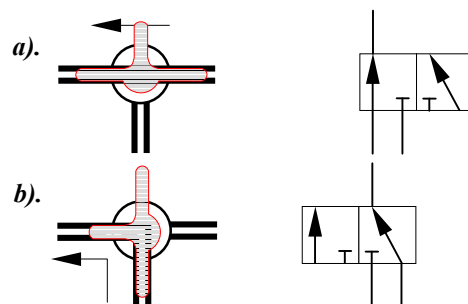
A kísérleti berendezés alapja az alábbi fényképen látható eszközökből áll, amelyeket kiegészít az adatgyűjtő kártyával felszerelt számítógép.



5.4. ábra. A kísérleti berendezés

Az ábrán a következő dolgok láthatók: 1. - a két szivattyú (ezek egymástól némileg különböznek), a nyomócsokon mérőperemmel; 2. - a nyomásmérő szenzor; 3 - nyomóvezeték; 4 - a nyomóvezetéknek a párhuzamos kapcsolást létrehozó része, mérőperemmel; 5 - tartály, amely a szivattyúk szívó- és nyomótartálya egyben, csatlakozó csapokkal; 6 - a nyomást a szenzorra kapcsoló vezetékek; 7 - négyállású csapok, a nyomásszenzor csatlakozásához.

Egy négyállású csap fényképe az 5.5. ábrán látható. Ennek a teljesen körbefordítható T alakú rozettáján nyilak jelölik az áramlás irányát. A csapnak három csatlakozója van, szintén T alakban, a függőleges szára egy alumínium-csővecskébe illeszkedik, amely a csapot rögzíti.



5.5. ábra. Négyállású csap és annak két használt állása

E csapokat azonban csak két állásban fogjuk használni, és a következő ábrákon is mint kétállású útváltók lesznek szimbolizálva.

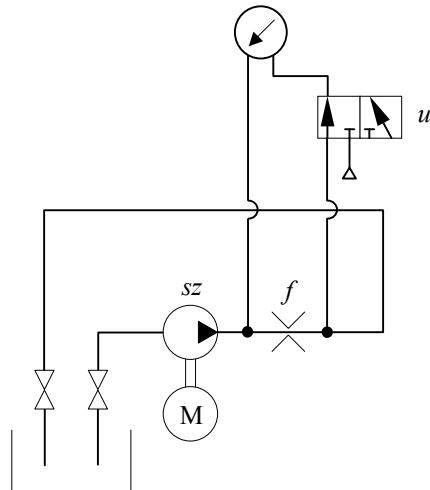
A használt érzékelő egy MPX5100DP differenciál-nyomásszenzor, amelynek méréshatára 1 bar. A szenzor működési elve és egyéb paraméterei az eddig használt szenzorokéhoz hasonlóak, az átalakítási képlet pedig

$$p = \left(\frac{V_{out}}{5} - k \right) \cdot \frac{1}{0,009} \quad [\text{kPa}], \quad (5.1)$$

ahol a k paraméter értéke az előzetes mérések szerint $k = 0.03904$.

5.3.1. A szivattyúk jelleggörbéjének megállapítása

A szivattyúk jelleggörbéjének megállapítására szolgáló konfiguráció, valamint annak vázlata az 5.6. ábrán látható.



5.6. ábra. A szivattyúk jelleggörbéjének kísérleti megállapítására szolgáló berendezés

Az útváltó ábrázolt helyzetében a differenciál-manométer (tulajdonképpen: nyomásmérő szenzor) a mérőperemen (fojtón) fellépő, a hozammal arányos Δp_f nyomáscsökkenést méri. Amennyiben az sz útváltót átkapcsoljuk, úgy a differenciál-manométer a nyomócsonkon mérhető nyomás és a légköri nyomás különbségét, tehát a szivattyú által létrehozott Δp_{sz} nyomásnövekedést fogja mérni (ez azért van így, mert a szívó- és a nyomótartály egy és ugyanaz, a szívóág hidraulikai veszteségei pedig elhanyagolhatók). Előzőleg kijelentettük, hogy a számítások könnyítése és a szemléletesség kedvéért a mérőperem hatását beépítjük a szivattyú jelleggörbéjébe: emiatt a szivattyú által létrehozott nyomásnövekedésnek a

$$p_{sz} = \Delta p_{sz} - \Delta p_f \quad (5.2)$$

különbséget kell tekintenünk.

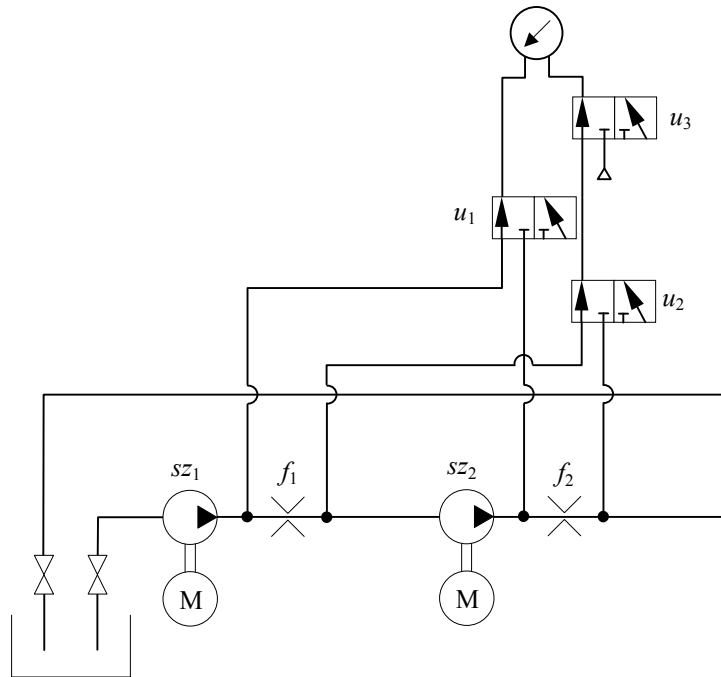
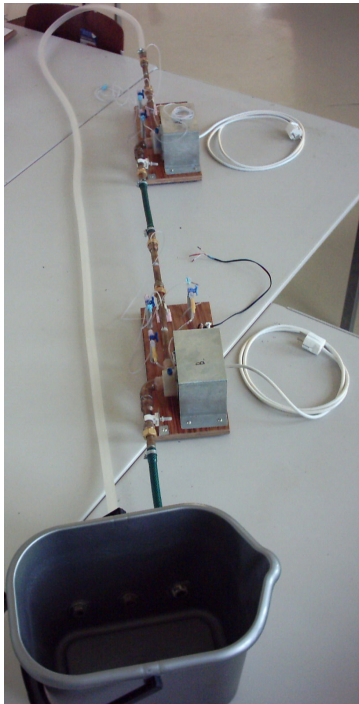
A mérőperem paraméterei a következők:

- a cső belső átmérője $D = 13.6 \text{ mm}$,

– a diafragma nyílásának átmérője $d = 5 \text{ mm}$.

5.3.2. A sorosan kapcsolt szivattyúk jelleggörbéjének kísérleti ellenőrzése

A sorosan kapcsolt szivattyúk jelleggörbéjének ellenőrzésére szolgáló berendezés és annak vázlatja az 5.7. ábrán látható.



5.7. ábra. A sorosan kapcsolt szivattyúk jelleggörbéjének kísérleti ellenőrzésére szolgáló berendezés

Az útváltók ábrázolt helyzetében a differenciál-manométer az sz_1 szivattyúhoz tartozó mérőperemen fellépő Δp_{f1} nyomáscsökkenést méri. Ha az u_1 és az u_2 útváltókat átkapcsoljuk, akkor a differenciál-manométer az sz_2 szivattyúhoz tartozó mérőperemen jelentkező Δp_{f2} nyomáskülönbséget fogja adni. Amennyiben az előbbi két esetben az u_3 útváltót kapcsoljuk át, úgy a manométer az sz_1 , illetve az sz_2 szivattyúk nyomócsonkján jelentkező Δp_{sz1} , illetve Δp_{sz2} relatív nyomást fogja mérni.

Mivel a mérőperemek hatását beszámítjuk a szivattyúk jelleggörbéibe, az első szivattyú által létrehozott nyomásnövekedést

$$p_{sz1} = \Delta p_{sz1} - \Delta p_{f1}, \quad (5.3)$$

a második szivattyú esetében pedig

$$p_{sz2} = \Delta p_{sz2} - \Delta p_{f2} - p_{sz1} \quad (5.4)$$

formában kell kiszámítanunk, a két szivattyú által létrehozott összes nyomásnövekedés pedig e kettőnek az összege lesz:

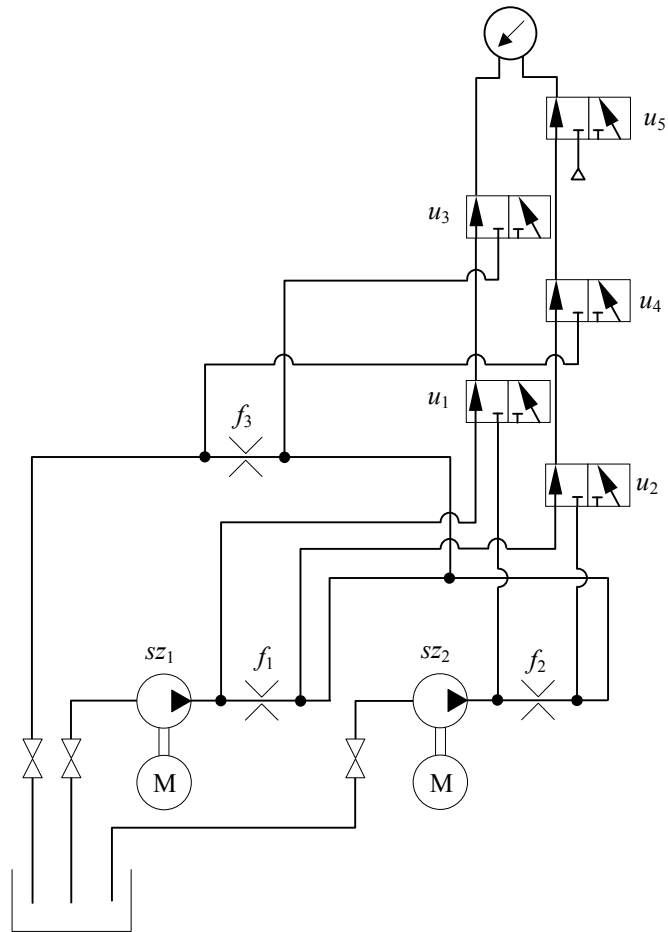
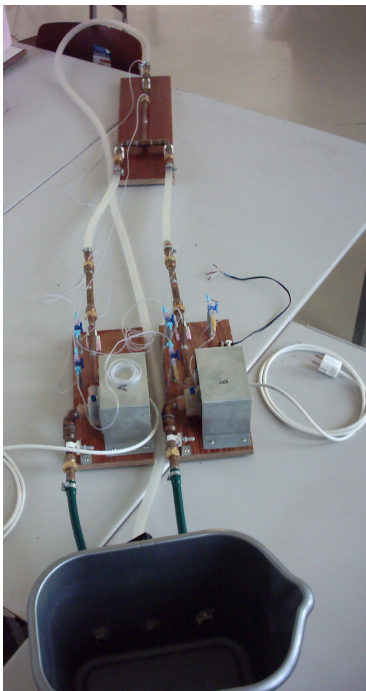
$$P_{soros} = P_{sz1} + P_{sz2} \quad (5.5)$$

Mivel a szivattyúk soros kapcsolásúak, a Δp_{f1} -ből számított Q_{sz1} és a Δp_{f2} -ből számított Q_{sz2} hozam egymással egyenlő kell legyen (legalábbis a méréshibák korlátain belül):

$$Q_{soros} = Q_{sz1} = Q_{sz2} \quad (5.6)$$

5.3.3. A párhuzamosan kapcsolt szivattyúk jelleggörbéjének kísérleti ellenőrzése

A párhuzamosan kapcsolt szivattyúk jelleggörbéjének ellenőrzésére szolgáló berendezés és annak vázlatja az 5.8. ábrán látható.



5.8. ábra. A párhuzamosan kapcsolt szivattyúk jelleggörbéjének kísérleti ellenőrzésére szolgáló berendezés

Az útváltók ábrázolt helyzetében a differenciál-manométer az sz_1 szivattyúhoz tartozó mérőperemen fellépő Δp_{f1} nyomáscsökkenést méri. Ha az u_1 és az u_2 útváltókat átkapcsoljuk, akkor a differenciál-manométer az sz_2 szivattyúhoz tartozó mérőperemen jelentkező Δp_{f2} nyomáscsökkenést fogja adni. Ha viszont az u_3 és az u_4 útváltókat kapcsoljuk át, akkor a differenciál-manométer a párhuzamosan kötött szivattyúk hozamának megméréséhez szolgáló mérőperemen jelentkező Δp_f nyomáscsökkenést fogja mutatni.

Amennyiben az első két esetben az u_5 útváltót átkapcsoljuk, úgy a manométer az sz_1 , illetve az sz_2 szivattyúk nyomócsoncján jelentkező Δp_{sz1} , illetve Δp_{sz2} relatív nyomást fogja mérni.

A mérőperemek hatásának beszámítása miatt a szivattyúk által létrehozott nyomásnövekedést

$$p_{\text{párhuzamos}} = p_{sz1} = \Delta p_{sz1} - \Delta p_{f1} = p_{sz2} = \Delta p_{sz2} - \Delta p_{f2} \quad (5.7)$$

formában számíthatjuk. A párhuzamos kapcsolás miatt a Δp_{f1} -ből számított Q_{sz1} és a Δp_{f2} -ből számított Q_{sz2} hozamok összege, a mérési hibák korlátain belül, a Δp_f -ből számított hozammal azonos kell legyen:

$$Q_{\text{párhuzamos}} = Q_{sz1} + Q_{sz2}. \quad (5.8)$$

5.4. A mérések menete

Összeállítjuk a hidraulikus körfolyamot, majd a mérések megkezdése előtt, a számítógép kikapcsolt állapotában a nyomásmérő szenzor vezetékeit az adatgyűjtő kártya első bemenetéhez csatlakoztatjuk. Ezután beindítjuk a számítógépet, majd elindítjuk a mintavételező programot. Itt beállítjuk az első csatornát.

A nyomásfluktuációk kiküszöbölése végett 15 - 20 másodpercig mérünk, 100 Hz-es mintavételezési frekvenciával. A minket érdeklő adat a mért mennyiség átlagos értéke.

A méréseket négy különböző összeállításban végezzük el, először felvesszük a szivattyúk $p(Q)$ jelleggörbéjét az 5.3.1. pont szerint, majd néhány mérést végzünk soros és párhuzamos kapcsolásban az 5.3.2, illetve az 5.3.3. pont szerint.

E mérések elvégzéséhez a hidraulikus körfolyam összeállítása után teljesen megnyitjuk a szívóágot és a nyomóágot lezáró golyós csapokat, a szivattyút vagy szivattyúkat pedig a 220 V-os hálózathoz csatlakoztatjuk. Miután a vezetékekből a levegő távozott, megállítjuk a szivattyút (vagy szivattyúkat) és a szivattyúházon található légtelenítő csavarral eltávolítjuk az utolsó levegőbuborékokat is (a szivattyúház áttetsző műanyagból készül, így ez nem jelent nehézséget).

Légtelenítés után a berendezést újból a 220 V-os hálózathoz csatlakoztatjuk, a méréseket pedig a nyomóág fokozatos lezárása mellett végezzük el: a csap elfordítása után egy kicsit várunk, elindítjuk a mintavételezést, majd annak befejezése után egy táblázatba beírjuk a mért átlagos feszültség-értéket.

A táblázatok a következőképpen néznek ki:

mérés száma	1.	2.	...			
Δp_f (V) $u - a$						
Δp_{sz} (V) $u - b$						
Δp_f (kPa)						
Δp_{sz} (kPa)						
p_{sz} (kPa)						
Q_{sz} (dm ³ /s)						

5.1. táblázat. A szivattyúk jelleggörbéjének felvétele (két külön táblázat a két szivattyúnak)

mérés száma	1.	2.	...			
Δp_{f1} (V) $u_1 - a$ $u_2 - a$ $u_3 - a$						
Δp_{sz1} (V) $u_1 - a$ $u_2 - a$ $u_3 - b$						
Δp_{f2} (V) $u_1 - b$ $u_2 - b$ $u_3 - a$						
Δp_{sz2} (V) $u_1 - b$ $u_2 - b$ $u_3 - b$						
Δp_{f1} (kPa)						
Δp_{sz1} (kPa)						
Δp_{f2} (kPa)						
Δp_{sz2} (kPa)						
p_{sz1} (kPa)						
p_{sz2} (kPa)						
Q_{sz1} (dm ³ /s)						
Q_{sz2} (dm ³ /s)						
p_{soros} (kPa)						
Q_{soros} (dm ³ /s)						

5.2. táblázat. A sorosan kapcsolt szivattyúk jelleggörbéjének felvétele

mérés száma	1.	2.	...			
Δp_{f1} (V) $u_1 - a$ $u_2 - a$ $u_3 - a$ $u_4 - a$ $u_5 - a$						
Δp_{sz1} (V) $u_1 - a$ $u_2 - a$ $u_3 - a$ $u_4 - a$ $u_5 - b$						
Δp_{f2} (V) $u_1 - b$ $u_2 - b$ $u_3 - a$ $u_4 - a$ $u_5 - a$						
Δp_{sz2} (V) $u_1 - b$ $u_2 - b$ $u_3 - a$ $u_4 - a$ $u_5 - b$						
Δp_f (V) $u_1 - b$ $u_2 - b$ $u_3 - b$ $u_4 - b$ $u_5 - a$						
Δp_{f1} (kPa)						
Δp_{sz1} (kPa)						
Δp_{f2} (kPa)						
Δp_{sz2} (kPa)						
Δp_f (kPa)						
p_{sz1} (kPa)						
p_{sz2} (kPa)						
Q_{sz1} (dm ³ /s)						
Q_{sz2} (dm ³ /s)						
$p_{párhuzamos}$ (kPa)						
$Q_{párhuzamos}$ (dm ³ /s)						

5.3. táblázat. A párhuzamosan kapcsolt szivattyúk jelleggörbéjének felvétele

A táblázatokban az „a” és „b” jelölések az 5.6. - 5.8. ábrákon látható útváltók 5.5. ábra szerinti helyzetét jelentik.

A mérőszorozatok között a berendezést át kell szerelni a vizsgált körfolyamnak megfelelően. Ekkor a csapokat elzárjuk, a berendezésben maradt vizet pedig egy meglazított hollandernél hagyjuk egy tálkába kifolyni. E szerelések elvégzésekor a készüléket áramtalanítani kell és ügyeljünk arra, hogy a hosszabbítóba még véletlenül se kerüljön víz.

A szivattyúkat csak földelt konnektorba lehet csatlakoztatni.

A mérések elvégzése után a számítógép kikapcsolása után széthúzzuk a csatlakozókat.

5.5. Az adatok feldolgozása

A szenzorok kimeneti átlagfeszültségét az 5.1. képlet segítségével nyomássá alakítjuk át. A fojtókon fellépő Δp_f nyomásesésekből az 1.1.2.3. pontban leírtak szerint hozamokat számolunk. A mérőperem szűkítési tényezője $m = (5/13.6)^2 = 0.135$. Feltételezzük, hogy az áramlás minden esetben turbulens, így jó közelítéssel elfogadható a hozamtényező $\mu = 0.605$ értéke. Ekkor a hozam

$$Q = \mu \cdot \omega \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} = 0.605 \cdot \frac{\pi \cdot 0.005^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (\Delta p_f \cdot 1000)}{1000}} \text{ m}^3/\text{s} = 0.0168 \cdot \sqrt{\Delta p_f} \text{ dm}^3/\text{s} \quad (5.9)$$

(itt Δp_f kPa -ban van megadva).

A táblázatokban szereplő egyéb mennyiségeket az ismertett képletekkel számítjuk ki.

Miután a két szivattyú jelleggörbáját adó (Q_{sz}, p_{sz}) pontokat grafikusán ábrázoltuk a kitöltött 5.1. táblázatok alapján, megszerkesztjük a sorosan és a párhuzamosan kapcsolt szivattyúk jelleggörbáját is. Ezen kapcsolások jelleggörbéire felrajzoljuk az 5.2. táblázatban meghatározott (Q_{soros}, p_{soros}), illetve az 5.3. táblázatban kiszámított koordinátájú ($Q_{párhuzamos}, p_{párhuzamos}$) pontokat is. Ideális esetben ezek a pontok az elméleti görbén kellene legyenek, azonban a méréshibák, közelítések miatt bizonyos eltérést fogunk tapasztalni.

5.6. Irodalom

1. Kakucs András: *Áramlástan* (7. fejezet), Scientia, Kolozsvár, 2007
2. Oláh Csongor: *Párhuzamos és soros centrifugálszivattyúk munkapontjának kísérleti megállapítása* (államvizsga-dolgozat), Sapiencia, Marosvásárhely, 2008.

6. EGYSZERŰ HIDRAULIKUS KÖRFOLYAM TANULMÁNYOZÁSA

6.1. A hidraulikus irányítórendszerek felépítése

Egy folyamat irányításán az illető folyamat lezajlásába való beavatkozást értjük. Az irányítás célja a folyamat elindítása, bizonyos paramétereinek megváltoztatása vagy leállítása lehet. Az irányítás megvalósításának első lépése az információszerzés, midőn a szabályozandó folyamat paramétereiről szerzünk értesülést. Ezt az értesülést *jel*nek nevezik, mely fogalom valamely jól mérhető jellemző mennyiség nagyságát jelenti (ilyen például egy munkahenger rúdjának milliméterben mért elmozdulása), de ugyanakkor a szabályozott rendszer valamilyen állapotát is megadhatja (például azt, hogy az említett munkahenger rúdja szélső helyzetében van). Az információszerzés eszközei a mérőműszerek, az érzékelők és a jelátalakítók (traduktorok).

Az információszerzést ítéletalkotás követi, melynek eredményeképpen valamilyen szabályok alapján a tervezett beavatkozás paramétereiről készül el rendelkezés. A tulajdonképpeni beavatkozást a rendelkezés végrehajtását jelenti.

Az irányított folyamatba való beavatkozást egy szervomotor segítségével érjük el. E szervomotor felépítését és működését tekintve tulajdonképpen egy közönséges motor, a nevében szereplő jelző csupán a rendszerben betöltött szerepére utal. Az irányítórendszerek kisteljesítményű berendezések, éppen ezért a beépített szervomotorok hidrosztatikus, térfogatkiszorítású gépek.

A motorok olyan energiaátalakítók, amelyek egy fluidum energiáját mechanikai energiává alakítják át (tulajdonképpen azt átadják a motor által meghajtott mechanizmusnak).

A szervomotor működtetéséhez energiára van szükségünk. Hidraulikus rendszerekben ezt az energiát a munkaközeg (valamilyen folyadék) hidrosztatikai nyomása jelenti. Ahhoz, hogy a közeg energiáját megnöveljük egy generátorra, jelen esetben egy szivattyúra van szükségünk.

A generátorok szintén energiaátalakítók, a meghajtásukhoz szükséges energiát egy másfajta motor (például elektromos) teremti elő.

Mivel a generátor hozama általában nem követheti hűen a motor nyelését, a megnövelt nyomású munkaközeget átmenetileg egy akkumulátor tárolhatja.

A beavatkozás kívánt mértékét a szervomotor megfelelő vezérlésével lehet elérni, e célból a munkaközeg áramlását különböző irányítóelemekkel kell szabályoznunk, amelyeket a generátor és a motor közötti, a munkaközeg szállító vezetéseken helyezünk el.

Az irányítás folyamatában információszerzésre is szükség van, tehát a rendszer felépítésében mérőműszerek, jelfogók és jelátalakítók is megjelennek. E szerkezeteket a munkaközeg tulajdonságait befolyásoló szerelvényekkel (pl. szűrők, ülepítők, légtelenítők, olajozók, hűtők) együtt „kiegészítő” elemek néven foglalják össze.

A 6.1. táblázat az említett, hidraulikus körök felépítő elemek áttekintő felsorolása

Energiaátalakítók	Generátorok (Szivattyúk)	- Térfogatkiszorítású / Turbógép	
		- Állandó áramú / Megfordítható áramú	
		- Állandó hozamú / Változtatható hozamú	
	Motorok	- Forgómozgást végző	- Térfogatkiszorítású / Turbógép
			- Állandó áramú / Megfordítható áramú
		- Állandó hozamú / Változtatható hozamú	
- Korlátozott elfordulású			
- Egyenesvonalú mozgást végző	- Egyszeres működésű / Kettős működésű		

Irányítóelemek	Az áramlás útját irányító elemek	<ul style="list-style-type: none"> - Visszacsapó-szelep - Lábszelep - Útváltó - Indító - Irányváltó
	Nyomásirányító elemek	<ul style="list-style-type: none"> - Biztonsági szelep - Túlfolyó-szelep - Előfeszítő-szelep - Ellenállászelep - Nyomáscsökkentő szelepek - Nyomásnövelő (erősítő) - Nyomáskiegyenlítő-szelep - Tehermentesítő-szelep - Sorrendszabályzó
	Mennyiségirányító elemek	<ul style="list-style-type: none"> - Fojtószelep - Elzárószelep - Áramállandósító szelep - Áramelosztó szelep - Áramláskorlátozó-szelep
Energia- és munkaközeg-tárolók	Nyomás alatti tartályok	
	Szabad felszínű folyadéktartályok	
Vezetékek	Fővezeték	<ul style="list-style-type: none"> - Szívó - Nyomó - Visszafolyó
	Segédvezetékek	<ul style="list-style-type: none"> - Leürítő - Légtelenítő - Szívárgó
	Irányítóvezetékek	
Kiegészítő szerelvények	A munkaközeg minőségét befolyásoló eszközök	<ul style="list-style-type: none"> - Szűrők - Ülepítők - Olajozók - Szárítók - Hűtők
	Mérőműszerek	<ul style="list-style-type: none"> - Nyomásmérés - Hőmérsékletmérés - Hozammérés - Elmozdulás-mérés, stb.
Munkaközeg	<ul style="list-style-type: none"> - Asványi olajok - Sintetikus olajok - Víz, oldatok, szuszpenziók, stb. 	

6.1. táblázat. Hidraulikus körfolyam alkotó elemeinek osztályozása

6.2. A gyakorlat célja

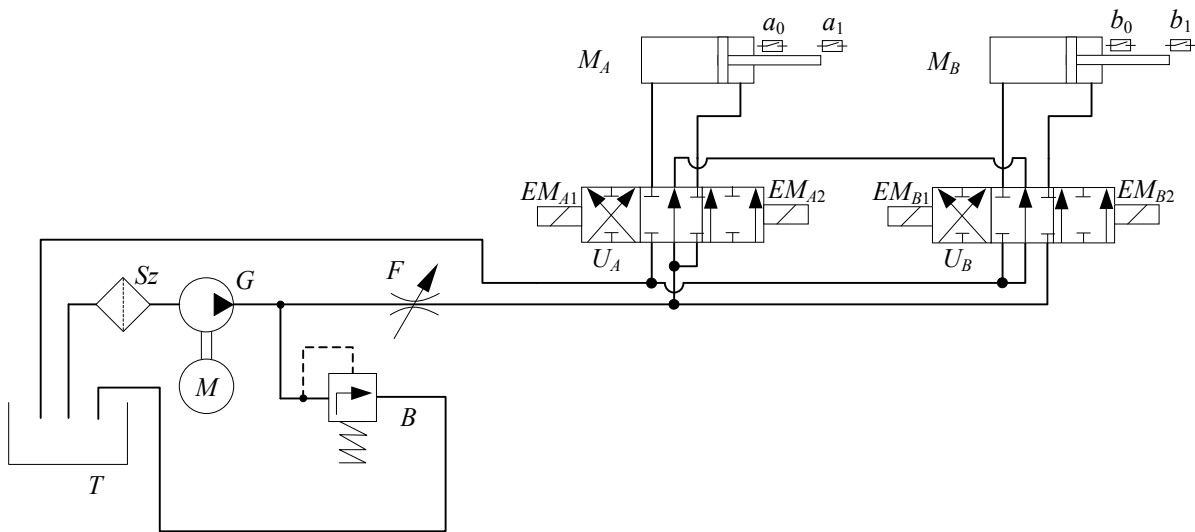
A gyakorlat célja a hidraulikus körfolyamok alapvető elemeinek és azok működésének megismerése, egy tipikus, egyszerű körfolyam bemutatásán keresztül.

E rendszer tartalmazza az összes fontos elemet, így egy fogaskerék-szivattyút, két kettős hatású munkahengert, útváltókat (irányváltókat), túlfolyószelepet, fojtót, szűrőt, vezetékeket, érzékelőket stb.

Megfigyelendő a rendszer felépítése és működése.

6.3. A kísérleti berendezés bemutatása

A kísérleti berendezés az alábbi hidraulikus körfolyamból áll (6.1. ábra).



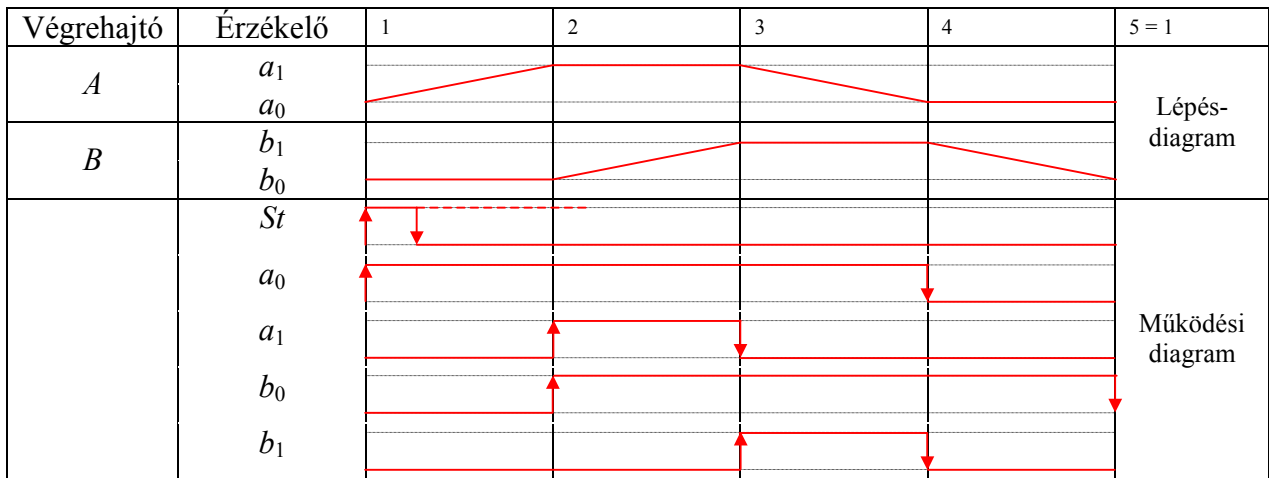
6.1. ábra. A tanulmányozott hidraulikus körfolyam

E körfolyam felépítésében a következő alkatrészek vesznek részt: egy nyitott tartály (T), amelyből a G fogaskerék-szivattyú (hidraulikus generátor) az Sz szűrőn keresztül szívja fel az olajat. A szivattyút egy aszinkron-motor (M) hajtja. A szivattyú nyomóvezetékén egy F állítható fojtó található, amely a munkahengerek működési sebességének szabályozásához szolgál. A rendszert a túlnyomás, illetve a szivattyút a túlterhelés ellen a B túlfolyó-szelep biztosítja: ha a nyomás túlzott mértékben megnövekedne, akkor e szelep megnyílik és az olaj egy részét visszajuttatja a T tartályba, s ezzel a nyomóágban egy besabályozott értékre csökkenti a nyomást. A szivattyú által szolgáltatott magas nyomású olaj két munkahengert (hidraulikus motort, M_A és M_B) működtet. Ez utóbbiak kettős hatású, féloldali rúddal rendelkező munkahengerek, amelyek oda-vissza mozgását tehát az olajnyomás végzi. A mozgásukhoz két 3/3-as útváltó (irányváltó) került beszerelésre (U_A és U_B). Ezek elektromágneses működtetésűek és háromállásúak, ahol a középső állás jelenti a semleges helyzetet (tehát ha egyik elektromágnesre sem kapcsolunk feszültséget, akkor az útváltó a középállásba kerül). Ha mindkét útváltó középállásba kerül, akkor az olaj a tartályba jut vissza és így tehermentesíti a rendszert, ellenben a munkahengereket fogja működtetni. A középállás zárt, vagyis a munkahengerekből nem tud visszafolyni az olaj, így a működtetett eszköz a beállított helyzetben marad.

A munkahengerek működésének sorrendjét a vezérlés dönti el. E vezérlés tehát elektromágneses, a munkahengerek rúdjának helyzetét kapcsolók (a_0 és a_1 az első, b_0 és b_1 pedig a második esetben) által képzett jelek alkotják. Mindkét útváltóhoz két-két elektromágnes tartozik (EM_{A1} és EM_{A2} , illetve EM_{B1} és EM_{B2}), amelyek közül útváltóként egyszerre csak egy működhet, mivel egymással ellentétes irányban mozgatják az útváltó tolattyúját. Az útváltó csak annyi ideig marad átkapcsolt helyzetében, míg a megfelelő elektromágnesre feszültséget kapcsolunk. A feszültség megszűntekor a beépített rugók automatikusan középállásba hozzák.

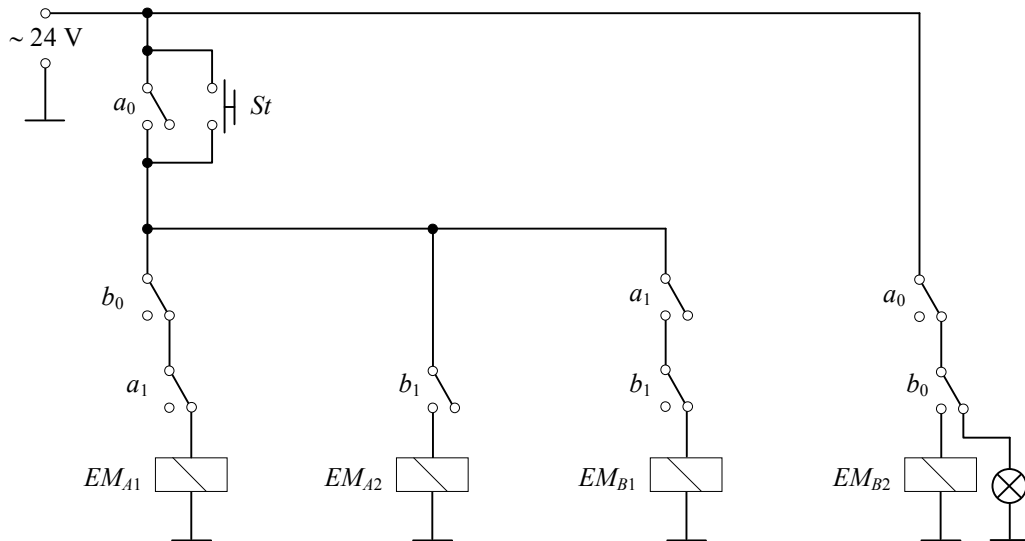
Tegyük fel, hogy a mozgások kíván sorrendje a következő: először az M_A munkahenger tolja ki a dugattyúrúdját, azután M_B teszi ugyanezt, majd M_A visszatér kiindulási állapotába, és

végül M_B visszatérése zárja a ciklust. E ciklus működési diagramja a 6.2. ábrán látható. A ciklus indítását egy, az ábrán nem szereplő nyomógomb végzi (St).



6.2. ábra. A lépésdiagram és a működési diagram

A vezérlés egyszerűbb kivitelezésének kedvéért az $a_0 \dots b_1$ kapcsolók kettős alternatív (váltó) kapcsolók, így nem kell vezérlő reléket is beépítenünk. A működési diagram alapján megtervezett vezérlő áramkör vázlatja a 6.3. ábrán látható.

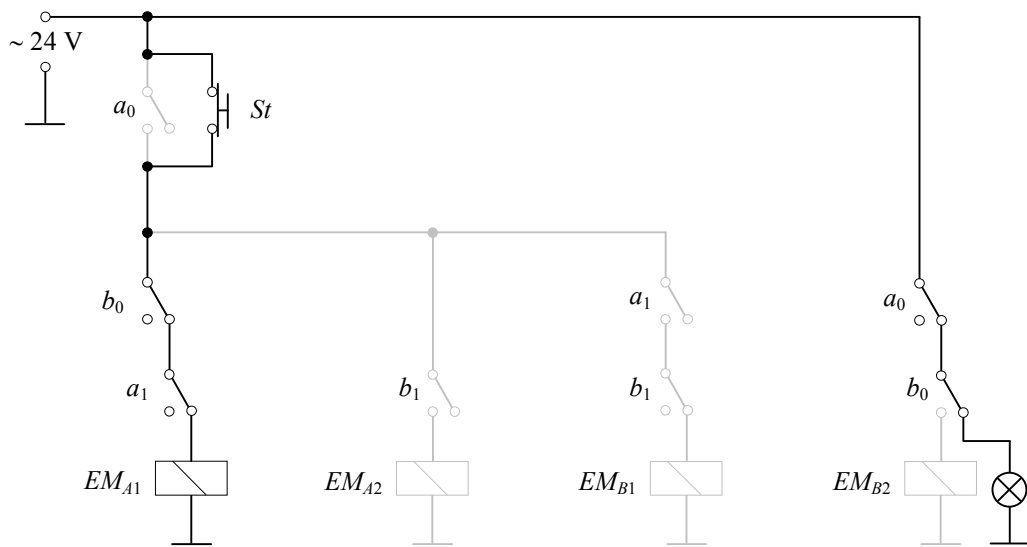
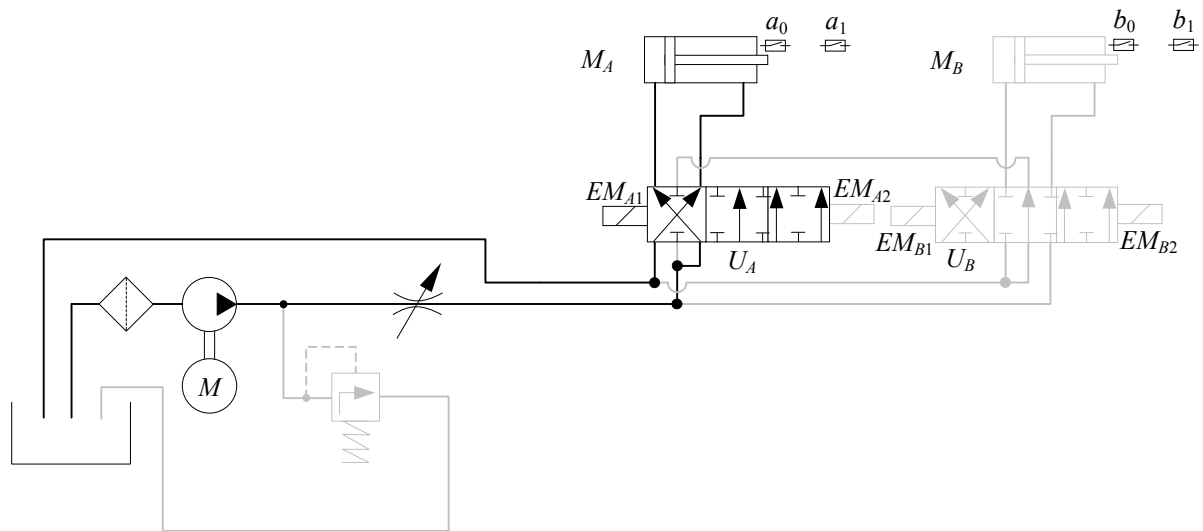


6.3. ábra. A vezérlő áramkör vázlatja

A vezérlő áramkört szemléltetést és visszajelzést szolgáló égők (tulajdonképpen LED-ek) egészítik ki. A piros színű égők a végállást érzékelő kapcsolók bekapcsolt állapotában gyulladnak ki, míg a zöld színűek az elektromágnesek feszültségre kapcsolását jelentik. Az elektromágnesek bekapcsolt állapota egyértelműen meghatározza, hogy melyik ágon milyen irányba folyhat az olaj, így a narancs-színű LED-ek, amelyek az „aktív” vezetékeket mutatják, tulajdonképpen a zöldekkel párhuzamosan kapcsolódnak ki-be. Egy kivétel van: az ábra jobb alsó sarkában levő visszajelző

égő, amely az alapállást mutatja (tehát amikor mindkét útváltó középállásban van és az olaj útja rövidre van zárva). Az egyszerűség kedvéért a jelzőlámpák ábrázolásától eltekintettünk.

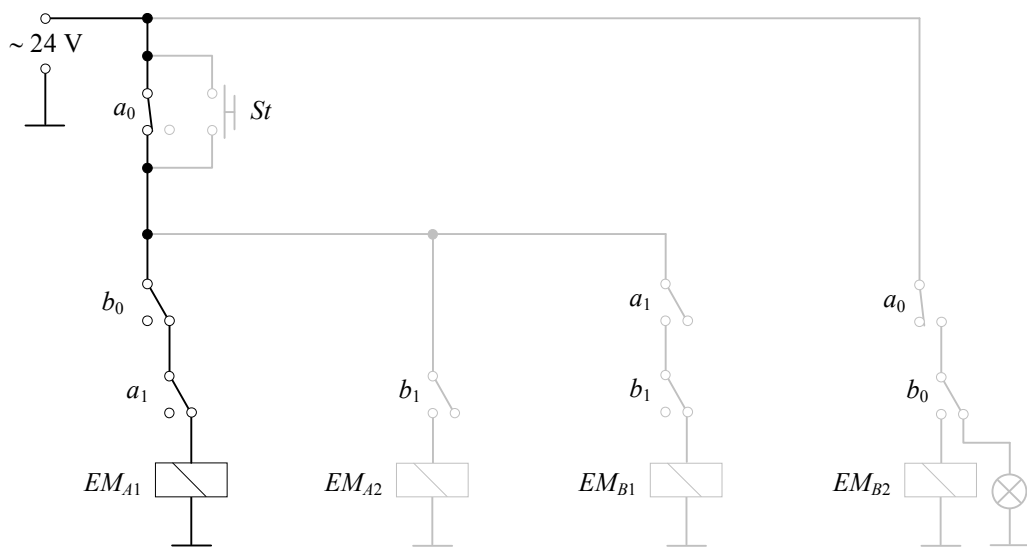
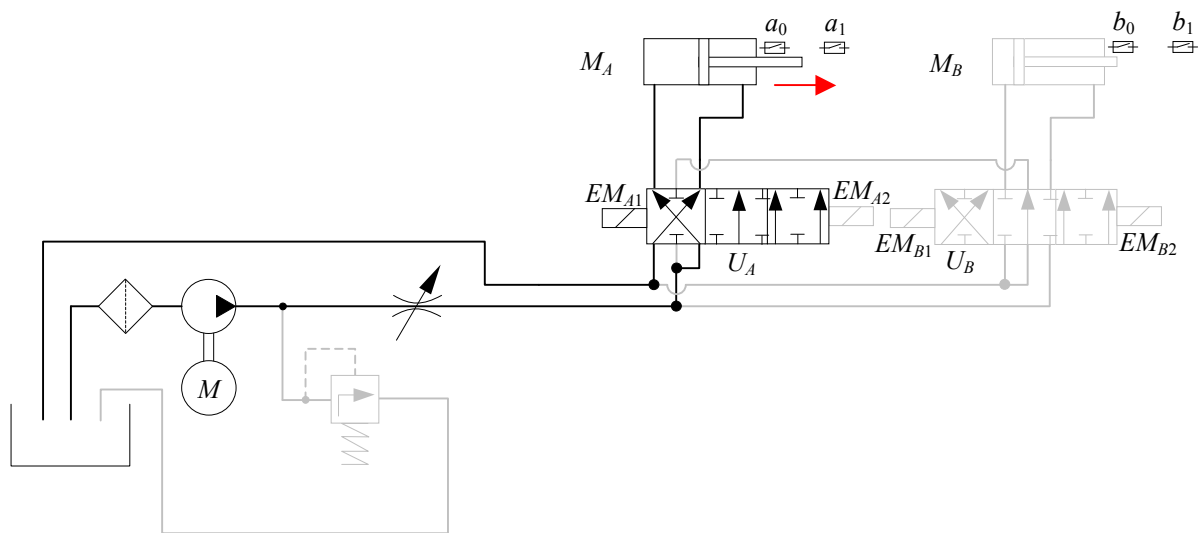
Az áttekinthetőség kedvéért ábrázoljuk a vezérlő áramkör és a hidraulikus körfolyam vázlatát, a különböző jellemző helyzetekben. A következő ábrákon az inaktív részek csak halványan láthatók.



6.4. ábra. A start pillanata

Az első jellemző fázis a start pillanata: ekkor mind a négy végállás-jelző kapcsoló kikapcsolt állapotában van. Közvetlenül a start pillanata előtt a szivattyú által nyomott olaj a középállásban levő útváltókon keresztül visszajut a tartályba. Ezt az állapotot a már említett narancssárga égő jelzi.

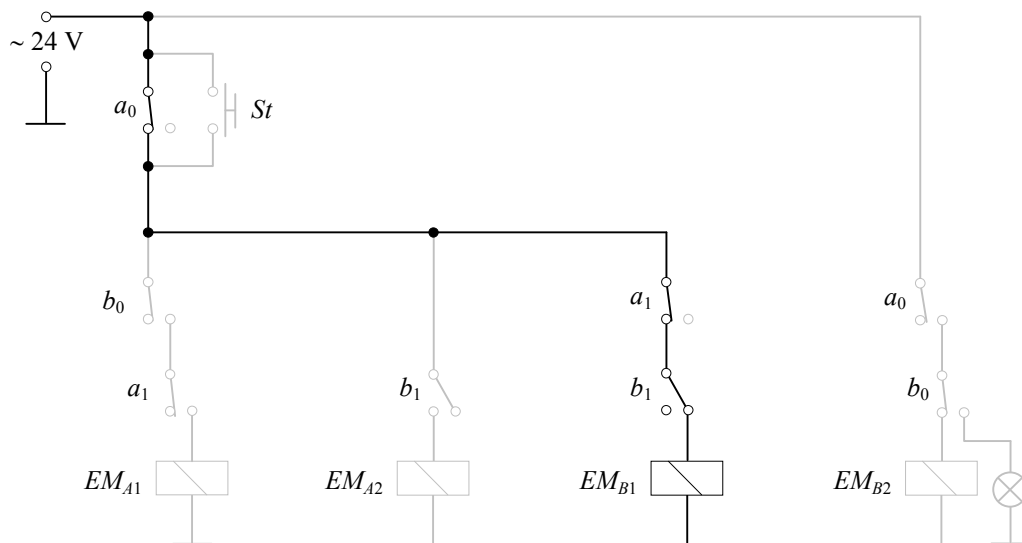
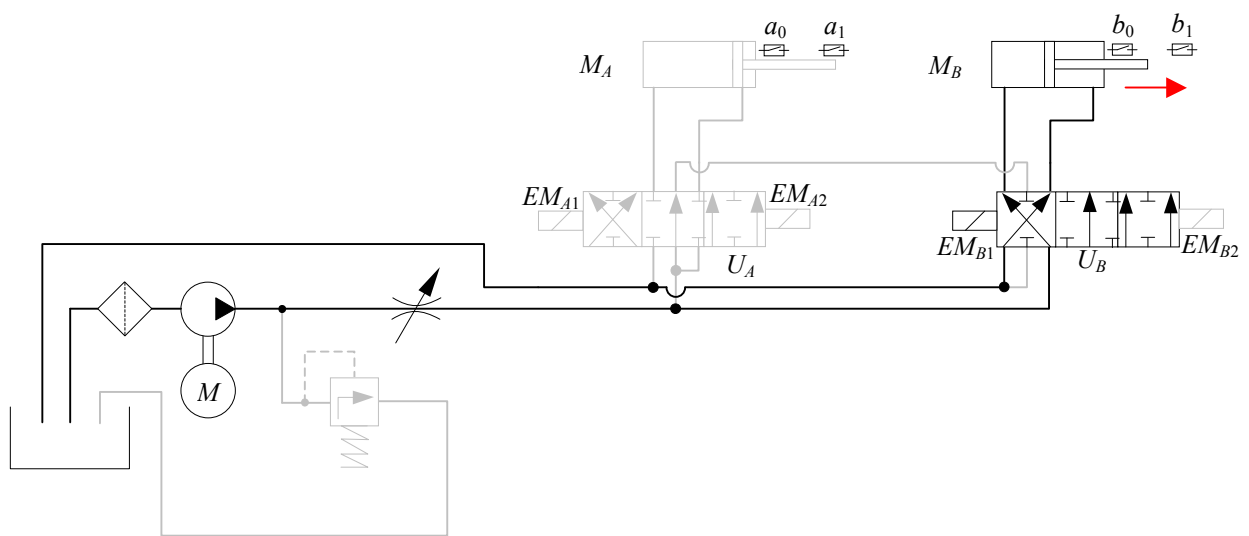
Az *St* start-gomb megnyomásával a kikapcsolt állapotban levő *a₀* végállás-jelzőt rövidre zárjuk, ezzel az *EM_{A1}* elektromágnes feszültség alá kerül, amit egy zöld lámpa jelez. Az elektromágnes átkapcsolja az *U_A* útváltót, s ezáltal az *M_A* munkahenger mozgásba lendül.



6.5. ábra. Az A_{01} folyamat (az M_A munkahenger a jobb szélső helyzete fele mozog)

Az A_{01} folyamat alatt az M_A munkahenger kitolja a dugattyúrúdját. Az elindulást követő pillanatban átbillenti (bekapcsolja) az a_0 végállás-kapcsolót, mutatván hogy a mozgás folyamatban van. Ekkor a sárga lámpa elalszik (a rövidzár a szivattyú nyomóága és a visszafolyó-ág között már egy kicsivel korábban, az útváltó átkapcsolásakor megszűnt). A többi kapcsoló továbbra is kikapcsolt állapotban marad. Mivel az a_0 kapcsoló rövidre zárja az St start-gombot, a folyamat e kapcsoló kikapcsolásáig önfenntartó marad.

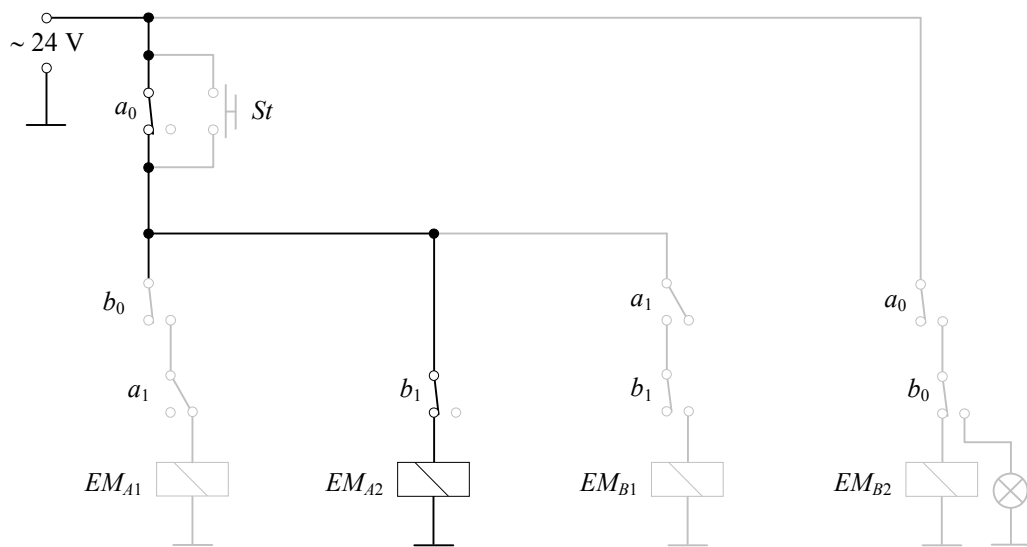
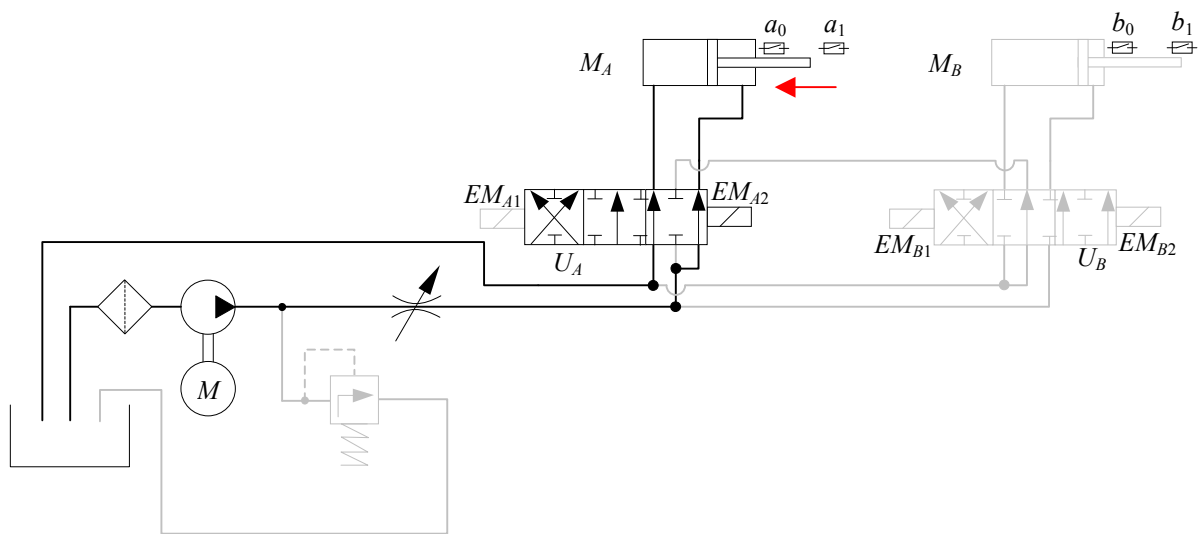
Az A_{01} folyamat egészen addig tart, míg a munkahenger el nem éri a jobb szélső helyzetét. Ezt a pillanatot az a_1 kapcsoló bekapcsolása jelzi.



6.6. ábra. A B_{01} folyamat (az M_B munkahenger a jobb szélső helyzete fele mozog)

Az A_{01} folyamat végén az a_1 kapcsoló bekapcsol, ezzel lekapcsolja az EM_{A1} elektromágnezt és az U_A útváltó középállásba kerül, az M_A munkahenger mozgása megáll. Ezzel egyidőben az EM_{B1} elektromágnes feszültség alá kerül, ami átbillenti az U_B útváltót, s ezáltal az M_B munkahenger megkezdí a mozgását a jobb szélső állása fele. Az átbillenések pillanatában megtörténhet, hogy a szivattyú nyomóága teljesen lezáródik, a túlnyomás ellen a B szelep véd. Az M_B munkahenger mozgásának megindulása, a B_{01} folyamat kezdete után röviddel a b_0 kapcsoló átbillen, ennek azonnali hatása egy jelzőlámpa kigyulladásában áll.

A B_{01} folyamat végét, az M_B munkahenger jobb szélső helyzetének elérését a b_1 kapcsoló átbillenése jelzi.

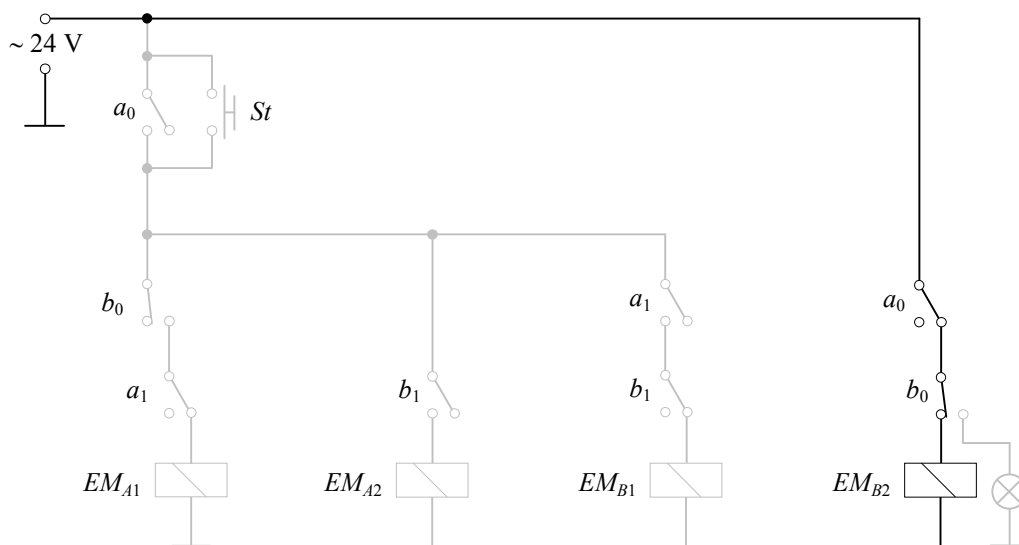
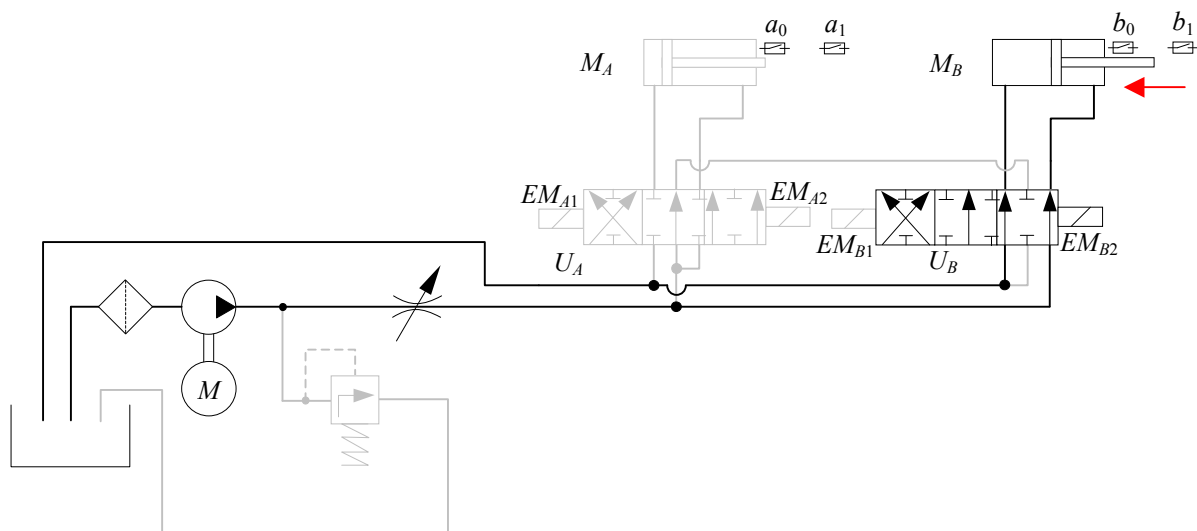


6.7. ábra. Az A_{10} folyamat (az M_A munkahenger a bal szélső helyzete fele mozog)

A B_{01} folyamat végén a b_1 kapcsoló átbillen és ezzel az EM_{B1} elektromágnezt ki-, az EM_{A2} elektromágnezt pedig bekapcsolja. Az M_B munkahenger mozgása tehát megszűnik, az M_A munkahenger rúdja pedig elindul visszafele. E mozgás kezdetekor az a_1 kapcsoló is átbillen, ami a megfelelő jelzőlámpa kialvásához vezet.

Ez a folyamat addig tart, míg az M_A munkahenger visszatér kezdeti állapotába, amikor a dugattyú az ábra szerinti bal oldali szélső helyzetébe jut.

E folyamat végét az a_0 kapcsoló átbillenése fogja jelenteni (amikor az kikapcsol).



6.8. ábra. A B_{10} folyamat (az M_B munkahenger a bal szélső helyzete fele mozog)

Az A_{10} folyamat végén a_0 kikapcsol és ezzel az EM_{A2} elektromágnes nem kap több tápfeszültséget. Ugyanakkor bekapcsol az EM_{B2} elektromágnes, ami elindítja az M_B munkahenger visszafele mozgását, vagyis a B_{10} folyamatot.

E folyamat és egyben a ciklus végét a b_0 kapcsoló kikapcsolódása jelenti, ami lekapcsolja az EM_{B2} elektromágneset. Ekkor minden kapcsoló kikapcsolt állapotába kerül és ha csak nem tartjuk folyamatosan megnyomva az St start-gombot, akkor ebben a pillanatban minden mozgás megáll. A „stop” állapotnak megfelelő sémák a 6.1, illetve a 6.2. ábrán látható kapcsolási rajzoknak felelnek meg.

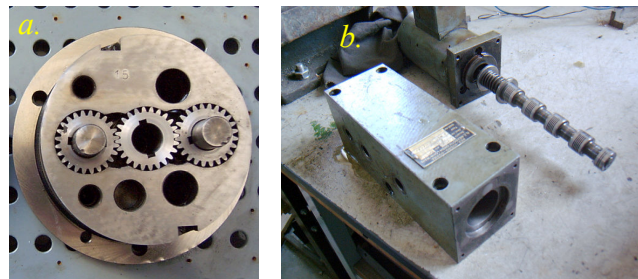
6.4. A kísérletek menete

Bekapcsoljuk az előbbieken bemutatott hidraulikus körfolyamot működtető áramköröket. A szivattyú motorját egy aszinkron motor hajtja, amely eredetileg háromfázisú és delta-kapcsolású. Ezt a motort a 220 V-os monofázisú hálózatról is lehet működtetni. Az útváltók elektromágnesei 24 V váltóárammal működnek, az ezt a feszültséget előállító transzformátor a motorral együtt kerül feszültség alá. A visszajelző LED-ek egyenáramát a 24 V-os feszültség egyenirányításával kapjuk.

A feszültség alá helyezést követően a szivattyú működni kezd, de a munkahengerek a startgomb megnyomásáig nem mozdulnak. E gomb megnyomása után a működési sebességet a fojtó segítségével állíthatjuk be egy olyan szintre, amely a végbemenő folyamatok kényelmes megfigyelését teszi lehetővé.

A kísérlet tulajdonképpen a rendszer működésének követése, az előbbi fejezetben bemutatott sémák és diagramok alapján.

Amit szabadon nem figyelhetünk meg: a főbb alkatrészek belső szerkezetét, felépítését a következő fényképeken láthatjuk.



6.9. ábra. A körfolyamat főbb alkotó részeinek szerkezete
(leírás a szövegben)

A 6.9.a. fényképen a tulajdonképpeni fogaskerék-szivattyút látjuk, eltávolított házzal, fedéllel és meghajtó tengellyel. Észrevehetjük, hogy ez a szerkezet tulajdonképpen két, egymással párhuzamosan kötött szivattyúnak felel meg. A szívó- és a nyomóágat az ábra síkjában levő, nem látható és az arra merőleges, felülnézetből látott furatok jelentik. A szívó- és a nyomótér a középső fogaskerék két oldalán, átlósan helyezkedik el (tehát például a bal felső üreg a jobb alsóval kommunikál a furatokon keresztül).

A 6.9.b. fényképen a szétszerelt útváltó látható. Ki- és bemenetei a ház oldalán látható, menettel ellátott furatok (a fényképen nem látható oldalon is vannak). A kiszerelt szivattyún látható az egyik, középállásba állító rugó, valamint a fedőlapra szerelt elektromágnes.

6.5. Irodalom

1. Kakucs András: *Áramlástan* (8. fejezet), Scientia, Kolozsvár, 2007