



Feladatgyűjtemény az

Áramlástechnikai gépek

tárgyhoz

BME Hidrodinamikai Rendszerek Tanszék

© Dr. Hős Csaba

Dr. Kullmann László, Dr. Váradi Sándor

Varga Roxána, Dr. Csizmadia Péter, Szabó Viktor, Gráf Mihály, Hajgató Gergely, Dr. Bibó András és Huzsvár Tamás közreműködésével

www.hds.bme.hu

Budapest, 2011. január 31.

Utolsó módosítás:
2022. március 26.

Tartalom:

1. Gázok sűrítése, kompresszorok munkafolyamatai	2
2. Euler-turbinaegyenlet, sebességi háromszög	7
3. Teljesítmények, veszteségek, hatásfokok	8
4. Dimenziótlan üzemi mennyiségek, jellemző fordulatszám, affinitás	11
5. Csővezeték jelleggörbe, munkapont, az üzem stabilitása	15
6. Soros, párhuzamos üzem	20
7. Szivattyú vezérlési módok	24
8. Allievi-elmélet, hirtelen zárás	27
9. Axiális, radiális irányú, hidraulikai eredetű erő	28
10. Kavitáció, szívóképesség, NPSH	30
11. Ventilátorok üzeme	32
12. Volumetrikus elven működő gépek (hidrosztatikus hajtások)	38
13. Dugattyús kompresszorok	41
14. Mérésekhez kapcsolódó feladatok	46
15. Elméleti mintakérdések	49

1. Gázok sűrítése, kompresszorok munkafolyamatai

- 1.1. Gázt 1 bar abszolút nyomásról 4 bar túlnyomásra sűrítünk, a gázállandó 288 J/kgK, az állandó nyomáson mért fajhő $c_p = 1000$ J/kgK. Mekkora a κ kitevő? A sűrítési folyamatot leíró politropa kitevője $n = 1,5$. Határozza meg az ideális (izentrópius) és valós (politropikus) kompresszió véghőmérsékletét és a politropikus fajlagos munkát! Határozza meg az izotermikus hasznos munkát és az izotermikus hatásfokot. A beszívott gáz sűrűsége $1,16$ kg/m³. A $h_0 \approx h$ közelítés elfogadható.

Megoldás:

$$p_2 = 4 + 1 = 5 \text{ bar}$$

R és κ ismeretében c_p számolható: $c_p = R \frac{\kappa}{\kappa - 1}$. Ebből

$$\kappa = -\frac{c_p}{R - c_p} = -\frac{1000}{288 - 1000} = 1,405$$

T_1 hőmérséklet az ideális gáztörvényből számolható:

$$T_1 = \frac{p_1}{R\rho_1} = \frac{10^5}{288 * 1,16} = 299,3 \text{ K}$$

Az izentrópius kompresszió véghőmérséklete:

$$T_{2,izen} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 299,3 \left(\frac{5}{1}\right)^{\frac{1,405-1}{1,405}} = 475,98 \text{ K}$$

A politropikus kompresszió véghőmérséklete:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = 299,3 \left(\frac{5}{1}\right)^{\frac{1,5-1}{1,5}} = 511,8 \text{ K}$$

Az izotermikus hasznos munka:

$$Y_{h,izot} = \frac{p_1}{\rho_1} \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \frac{10^5}{1,16} \ln\left(\frac{5}{1}\right) = 138,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

A bevezetett munka és az izotermikus hatásfok:

$$Y_{bev} = c_p(T_2 - T_1) = 1000 * (511,8 - 299,3) = 212,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\eta_{izot} = \frac{Y_{h,izot}}{Y_{bev}} = \frac{138,7}{212,5} = 65,3\%$$

A politropikus fajlagos munka:

$$Y_{pol} = \frac{n}{n-1} R(T_2 - T_1) = \frac{1,5}{1,5-1} 288(511,8 - 299,3) = 183,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

- 1.2. Ideális gáz izentrópius állapotváltozását feltételezve számítsa ki egy $\dot{m} = 2$ kg/s tömegáramot szállító kompresszor szívócsonkjának keresztmetszetét ($0,0099$ m²), ha a beszívott levegőt a szívócsonkban $c = 200$ m/s sebességre kell felgyorsítani. A kompresszor nyugvó, $T_0 = 290$ K hőmérsékletű, $p_0 = 1$ bar abszolút nyomású térből szívja be a levegőt. A fajhő $c_p = 1000$ J/kgK, a fajhőviszony $\kappa = 1,4$. (Abszolút rendszerrel lévén szó, az összentalpia állandó!)

- 1.3. Határozza meg – izentrópius hasznos munkavégzést feltételezve – az adiabatikus állapotváltozás T_2 véghőmérsékletét (490 K), és h_2 entalpiáját ($218,1$ kJ/kg) $t_0 = 0$ °C-hoz képest, ha $R = 0,288$ kJ/kg·K; $t_1 = 10$ °C; $p_1 = 1$ bar; $p_2 = 4$ bar (abszolút nyomás), $\kappa = 1,4$; az adiabatikus kompresszió vesztesége $Y' = 70$ kJ/kg. Számítsa ki a c_p fajhőt!

(1,008 kJ/kg K) Mekkora a veszteség miatti entrópia növekedés? (.154 kJ/kg) A $h(s, p=\text{áll})$ diagram közelítőleg leírható a

$$h = 273 c_p (e^{\frac{s+R \ln p}{c_p}} - 1)$$

képlettel, amelyben h , s , R c_p mértékegysége [kJ/kg], illetve [kJ/kg·K] és p [bar]-ban helyettesítendő.

- 1.4.** 27 °C hőmérsékletű, 1 bar nyomású (ideális gáznak tekinthető, $R = 288 \text{ J/kgK}$, $\kappa = 1,4$) levegőt 3 bar nyomású térbe juttatunk be kompresszor segítségével. A valódi állapotváltozást közelítő politrópa kitevője $n = 1,5$. Számítsa ki a kompresszorból kilépő levegő abszolút hőmérsékletét (432,7 K) és sűrűségét (2,407 kg/m³). Számítsa ki az izentrópikus véghőmérsékletet (410,6 K), az izentrópikus hatásfokot (83,3 %), az izentrópikus hasznos munkát (111,48 kJ/kg). Számítsa ki a veszteségek legyőzésére fordítandó teljesítményt (66,8 kW), ha a szállítandó gáz tömegárama 3 kg/s.
- 1.5.** A légszállító gépeket aszerint szokták osztályozni, hogy a levegő összenyomódását figyelembe kell-e venni, vagy nem, illetve a gépet hűteni kell-e, vagy nem. Eszerint a gép ventilátor, ha $1 \leq p_2/p_1 < 1,3$; fűvő, ha $1,3 \leq p_2/p_1 < 3$; kompresszor, ha $3 \leq p_2/p_1$. Tegyük fel, hogy a légszállító gép $p_1 = 1$ bar nyomású $t_1 = 20$ °C hőmérsékletű levegőt szív be. Izentrópikus állapotváltozást ($\kappa = 1,4$) feltételezve mekkora a $(\rho_2 - \rho_1)/\rho_1$ relatív sűrűségváltozás a ventilátor-fűvő határon (0,206 = 20,6 %) és mekkora a t_2 véghőmérséklet a fűvő - kompresszor határon? (128 °C)
- 1.6.** Egy $D = 600\text{mm}$ belső átmérőjű csővezetéken földgázt szállítanak. Nyomásfokozó kompresszorok $L = 75\text{km}$ -enként vannak telepítve a csővezeték mentén. A kompresszor telep nyomócsonkján a $p_1 = 80\text{bar}$ abszolút nyomású $\rho_1 = 85\text{kg/m}^3$ sűrűségű földgáz $v_1 = 6,4 \text{ m/s}$ sebességgel lép be a csővezetékbe. A csősúrlódási tényező $\lambda = 0,018$. A csővezetékben az állapotváltozás izotermikus, a nyomásváltozásra érvényes az Áramlástanban tanult $\frac{p_1^2 - p_2^2}{2} = p_1 \lambda \frac{L}{D} \frac{\rho_1}{2} v_1^2$ összefüggés (Lajos Tamás: Az áramlástan alapjai). A nyomás így a csővezeték végén számítható, a kompresszortelep ezt a nyomásesést fedezi. Mekkora a nyomás, sűrűség és a sebesség a csővezeték szakasz végén? Mekkora a szállított földgáz tömegárama? Mekkora a szükséges politropikus kompresszor teljesítmény $n = 1,45$ politropikus kitevő esetén és ez hány ezreléke a $H = 43 \text{ MJ/kg}$ fűtőértékű földgázban továbbított teljesítménynek?

Megoldás:

A nyomás és sűrűség a következő kompresszortelep szívócsonkján:

$$p_2 = \sqrt{p_1^2 - 2 p_1 \lambda \frac{L}{D} \frac{\rho_1}{2} v_1^2} = \sqrt{(80 * 10^5)^2 - 2 * 80 * 10^5 * 0,018 * \frac{75000}{0,6} * \frac{85}{2} * 6,4^2} = 11,54 \text{ bar}$$

$$\frac{p_1}{\rho_1} = \frac{p_2}{\rho_2} \quad \rho_2 = \rho_1 \frac{p_2}{p_1} = 85 * \frac{11,54}{80} = 12,26 \text{ kg/m}^3$$

A szállított tömegáram:

$$\dot{m} = A \rho_1 v_1 = \frac{D^2 \pi}{4} \rho_1 v_1 = \frac{0,6^2 * \pi}{4} * 85 * 6,4 = 153,8 \text{ kg/s} = 553,7 \text{ t/h}$$

A sebesség a csővezeték végén:

$$A\rho_1v_1 = A\rho_2v_2 \quad p_1v_1 = p_2v_2 \quad v_2 = \frac{p_1}{p_2}v_1 = 6.93 \cdot 6.4 = 44.4 \text{ m/s}$$

Fajlagos munka, teljesítmény, veszteség:

$$Y_{pol} = \frac{n}{n-1} \frac{p_2}{\rho_2} \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{1.45}{1.45-1} \cdot \frac{11.54 \cdot 10^5}{12.26} \cdot \left[\left(\frac{80}{11.54} \right)^{\frac{1.45-1}{1.45}} - 1 \right] = 0.25 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$$

$$P_{pol} = \dot{m}Y_{pol} = 153.8 \cdot 0.25 = 38.42 \text{ MW}$$

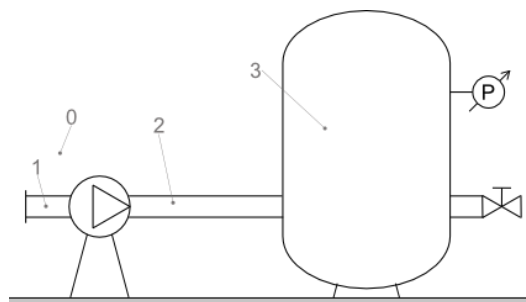
$$Q_{belső} = \dot{m}H = 153.8 \text{ kg/s} \cdot 43 \text{ MJ/kg} = 6613 \text{ MW}$$

$$\frac{P_{pol}}{Q_{belső}} = \frac{38.43 \text{ MW}}{6613 \text{ MW}} = 0.0058 = 0.58\% \text{ energiaveszteség állomásonként}$$

(Összehasonlításképpen: a Paksi atomerőmű 4 blokkja egyenként 440 MW teljesítményű.)

- 1.7. Egy kompresszor üzeme során a nyomócsokban 2,5 bar abszolút nyomást és 187 °C-os hőmérsékletet mértünk, a beszívott levegő hőmérséklete 27 °C, a légköri nyomás 1020 hPa (1 hPa = 100 Pa). Határozza meg a politropikus kitevőt ($n = 1,91$; R értéke nem szükséges) és a politropikus hatásfokot $\kappa = 1,4$ esetén! ($\eta_{pol} = 0,6$)

- 1.8. Az ábrán látható kompresszor levegőt szállít a környezetéből egy zárt tartályba. A beszívott levegő ($R = 286 \text{ J/kgK}$; $\kappa = 1,4$) nyomása 1 bar, hőmérséklete 27 °C. A kompresszió végnyomása 4 bar, a szívócsónkbeli térfogatáram 2,5 m³/s, a sűrítésre jellemző politropikus kitevő $n = 1,54$. A szívó- és nyomócsónk azonosan 125 mm átmérőjű, súrlódási ellenállásuktól eltekintünk. A kompresszor működése szakaszos, azaz tartálynomás egy előre megadott érték alá csökkenése esetén bekapcsol és feltölti a tartályt. Ezután a kompresszor akár több órán keresztül nem kapcsol be újra, ez alatt az idő alatt a tartályban a közeg visszahűl a környezeti hőmérsékletre.



- Ellenőrizze, hogy a szívócsőbeli Mach-szám kisebb-e 0,7-nél!

- Sebesség a szívócsőben:

$$\rho_0 = \frac{p_0}{R \cdot T_0} = \frac{10^5}{286 \cdot 300} = 1,166 \text{ kg/m}^3$$

$$c_1 = \frac{q_1}{A} = \frac{4 \cdot 2,5}{0,125^2 \cdot \pi} = 203,7 \text{ m/s}$$

- Hőmérséklet a szívócsőben:

$$c_p = \frac{\kappa \cdot R}{\kappa - 1} = \frac{1,4 \cdot 286}{1,4 - 1} = 1001 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$T_1 = T_0 - \frac{c_1^2}{2 \cdot c_p} = 300 - \frac{203,7^2}{2 \cdot 1001} = 279,3 \text{ K}$$

- Mach-szám ellenőrzése:

$$Ma = \frac{c_1}{\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_1}} = \frac{203,7}{\sqrt{1,4 \cdot 286 \cdot 279,3}} = 0,61 < 0,7$$

- Számítsa ki a gázba bevezetett munkát és teljesítményt, valamint a politropikus hasznos munkát (a kinetikus energia megváltozását vegye figyelembe)!

- A szívócsőbeli nyomás:

$$\rho_1 = \rho_0 \cdot \left(\frac{T_1}{T_0} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} = 1,166 \cdot \left(\frac{279,3}{300} \right)^{\frac{1}{1,4-1}} = 0,975 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$p_1 = \rho_1 \cdot R \cdot T_1 = 0,975 \cdot 286 \cdot 279,3 = 77882 \text{ Pa}$$

- A sűrítés vég hőmérséklete:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 279,3 \cdot \left(\frac{4 \cdot 10^5}{77882} \right)^{\frac{1,54-1}{1,54}} = 495,7 \text{ K}$$

- A levegő sebessége a nyomócsőben:

$$\rho_2 = \rho_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{1}{n-1}} = 0,975 \cdot \left(\frac{495,7}{279,3} \right)^{\frac{1}{1,54-1}} = 2,821 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\dot{m} = q_1 \cdot \rho_1 = 2,5 \cdot 0,975 = 2,44 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$c_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 \cdot A} = \frac{4 \cdot 2,44}{2,821 \cdot 0,125^2 \cdot \pi} = 70,4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- A bevezetett munka és –teljesítmény:

$$Y_{be} = c_p \cdot (T_2 - T_1) = 1001 \cdot (495,7 - 279,3) = 216616 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \approx 217 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_p = \left(Y_{be} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right) \cdot \dot{m} = \left(216616 + \frac{70,4^2 - 203,7^2}{2} \right) \cdot 2,44 = 483967 \text{ W} \approx 484 \text{ kW}$$

- A politropikus hasznos munka:

$$Y_{pol} = \frac{n}{n-1} \cdot R \cdot (T_2 - T_1) = \frac{1,54}{1,54-1} \cdot 286 \cdot (495,6 - 279,3) = 176421 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \approx 176,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

- A zárt tartályba áramló levegő nyugalomba kerül, majd a tartályfalon keresztül – állandó térfogaton – visszahűl a környezeti hőmérsékletre. Számítsa ki a visszahűlés végén a tartályban uralkodó nyomást!

$$p_3 = T_0 \cdot \frac{p_2}{T_2} = 300 \cdot \frac{4 \cdot 10^5}{495,7} = 2,42 \cdot 10^5 \text{ Pa} \approx 2,4 \text{ bar}$$

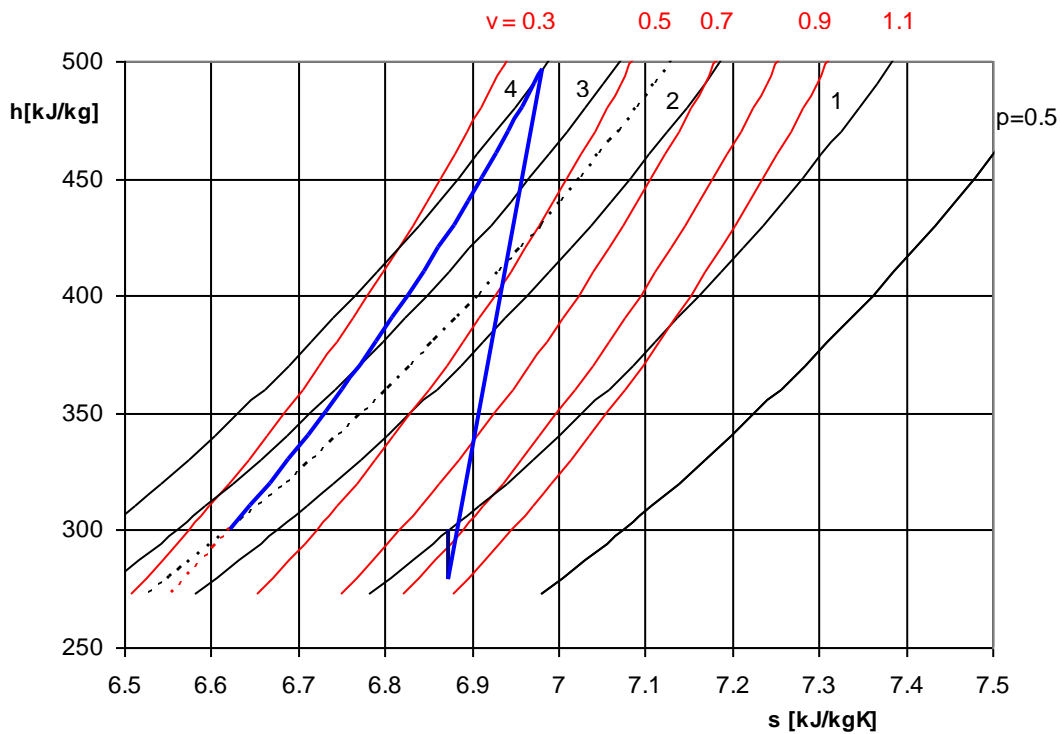
- Mennyi lenne a fajlagos hasznos munka a sűrítést izentrópusnak, illetve izotermikusnak feltételezve? A végnyomást mindkét esetben tekintse azonosnak a politropikus folyamatával!

$$T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 279,4 \cdot \left(\frac{4 \cdot 10^5}{77882} \right)^{1,4} = 445,9 K$$

$$Y_{izentróp} = c_p \cdot (T_{2s} - T_1) = 1001 \cdot (446,7 - 279,4) = 167467 \frac{J}{kg} \approx 167,5 \frac{kJ}{kg}$$

$$Y_{izoterm} = R \cdot T_1 \cdot \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right) = 286 \cdot 279,4 \cdot \ln \left(\frac{4 \cdot 10^5}{77882} \right) = 130752 \frac{J}{kg} \approx 131 \frac{kJ}{kg}$$

A száraz levegő alábbi $h-s$ diagrammján berajzoltuk a $p[\text{bar}] = \text{áll.}$ és a $v[\text{m}^3/\text{kg}] = 1/\rho = \text{áll.}$ vonalakat. Ugyancsak megrajzoltuk a **0 – 1 – 2 – 3** állapotváltás vonalát.



2. Euler-turbinaegyenlet, sebességi háromszög

- 2.1. Egy 240 mm átmérőjű, 20 mm kilépő szélességű járókerék 40 l/s vizet szállít 1440/min fordulatszámon. A relatív áramlás átlagos szöge a kilépésnél $\beta_{2,\text{átl}} = 25^\circ$. A belépés perdületmentes. Számítsa ki az elméleti szállítómagasságot (22,9 m) és rajzolja meg léptékhelyesen az átlagos kilépő sebességi háromszöget.
- 2.2. Axiális szivattyú agyátmérője 250 mm, a szárnylapátos (propeller) kerék külső átmérője 400 mm. A kerék fordulatszáma 1470/min. A szívócsonton perdületmentesen lép be a víz. A szivattyú hidraulikai hatásfoka 85%, szállítómagassága 6 m, térfogatárama 0,36 m³/s. A lapátok által a folyadéknak átadott fajlagos munka a lapát mentén az agytól a külső átmérőig végig állandó. Mekkora β_1 , ill. β_2 szöveget zár be a belépő, illetve a kilépő relatív sebesség a kerületi sebességgel az agynál (13,7°, 16,7°)? Mekkora ezek a szögek a kerék külső átmérőjén (8,7°, 9,4°)?
- 2.3. 400 mm átmérőjű járókerék fordulatszáma 1440/min, a kilépési keresztmetszetben az átlagos meridiánsebesség-komponens 2,5 m/s. A relatív és a kerületi sebesség átlagos szöge 25°. Ezt a szöveget a lapátvég kihegyezésével 28°-ra növeljük. A lapátvég elvékonyodása miatt a meridián sebesség az eredeti érték 90 %-ára csökken. A belépés perdületmentes. Hány százalékkal változik meg az elméleti szállítómagasság? (4,6 %)
- 2.4. Perdületmentes belépést, $\eta_h = 86$ %-os hidraulikai és $\eta_v = 95$ %-os volumetrikus hatásfokot feltételezve írja fel annak a centrifugális átömlésű hátrahajló lapátozású szivattyú járókeréknek a dimenziótlan elméleti $\psi(\varphi)$ jelleggörbe egyenletét, amelyiknek 9 vékony lapátja van (így a lapátozás jó közelítéssel végtelen sűrűnek tekinthető) ($\psi = 1,72(1 - 3,485\varphi) = 1,72 - 5,994\varphi$). A járókerék lapátok kilépő szöge $\beta_2 = 40^\circ$, a járókerék szélessége a kerékátmérő 9 %-a. Számítsa ki az 1450/min fordulatszámmal forgatott, 200 mm járókerék átmérőjű, vizet szállító szivattyú jellemző fordulatszámát ($\psi_{\text{opt}} = 1,001$; $n_q = 54,6$). Az optimális pontban $\varphi_{\text{opt}} = 0,12$.

3. Teljesítmények, veszteségek, hatásfokok

- 3.1** Egy szivattyú hajtásához szükséges teljesítmény az optimális üzemállapotban 25 kW, a fordulatszám 1440/min, a szállított térfogatáram 0,06 m³/s. A szivattyú volumetrikus hatásfoka 0,92, hidraulikai hatásfoka 0,85, tárcsasúrlódási vesztesége 0,9 kW, mechanikai vesztesége 1,3 kW. A szivattyú vizet szállít. Mennyi a szivattyú szállítómagassága (30,3 m) és jellemző fordulatszáma (27,3)? Vázlaton mutassa be a járókerék meridián-metszetének alakját!
- 3.2** Egyfokozatú 1470/min fordulatszámú radiális átömlésű szivattyú 0,055 m³/s vizet szállít, szállítómagassága ekkor 45 m. A szivattyú hidraulikai teljesítményvesztesége 2,5 kW, mechanikai teljesítményvesztesége 1,3 kW, tárcsasúrlódási veszteségtényezője 0,065. A szivattyú hajtásához ebben az üzemállapotban 32 kW teljesítményre van szükség. Számítsa ki a belső és a hasznos teljesítményt (30,7 kW; 24,28 kW), a volumetrikus, mechanikai, hidraulikai és összh hatásfokot (93,2%; 95,9%; 90,7%; 75,9%). Határozza meg az elméleti és a réseken keringő térfogatáramot (0,059 m³/s; 0,004 m³/s), az elméleti szállítómagasságot (49,63 m) és a szivattyú hidraulikus veszteségmagasságát (4,63 m). A nemzetközi hatásfokszint

$$\eta_{\max} = 0,94 - 0,048 \cdot q_{opt}^{-0,32} - 0,29 \cdot \left[\lg \left(\frac{n_q}{44} \right) \right]^2$$

Mennyivel marad el ennek a szivattyúnak a hatásfoka a nemzetközi szinttől? (2,5%)

- 3.3** Tiszta vizet szállító szivattyú térfogatárama 0,055 m³/s, szállítómagassága 45 m. A szivattyú hidraulikai teljesítményvesztesége 2,5 kW, mechanikai vesztesége 1,3 kW. A szivattyú hajtásához 34 kW teljesítményre van szükség. A tárcsasúrlódás veszteségtényezője 0,065. Számítsa ki a belső, az elméleti és a hasznos teljesítményt (32,7 kW; 30,57 kW; 24,28 kW), az össz-, a hidraulikus, mechanikus, volumetrikus hatásfokot (71,4%; 90,7%; 96,2%; 87,6%), az elméleti és a rés-térfogatáramot (0,0628 m³/s; 0,0078 m³/s), az elméleti szállítómagasságot (49,63 m) és a hidraulikai veszteségmagasságot. (4,63 m)
- 3.4** A tiszta hideg vizet szállító szivattyú megadott adatai alapján számítsa ki $H_{elm.}$, $Q_{elm.}$, $\eta_{hidr.}$ és η_{vol} értékét (212 m; 0,01954 m³/s; 84,9%; 93,8%) és a radiális átömlésű szivattyú metszetrajzán jelölje be a veszteségek keletkezési helyét. $P_{bevezetett}=43,5$ kW, $Q=1100$ dm³/min, $H=180$ m, $P'_{mech}=1,6$ kW, $\nu_{tárcsa}=3\%$, $h'=32$ m.
- 3.5** A tiszta hideg vizet szállító szivattyú megadott adatai alapján számítsa ki $H_{elm.}$, $Q_{elm.}$, η_{hidr} és η_{vol} értékét és a radiális átömlésű szivattyú metszetrajzán jelölje be a veszteségek keletkezési helyét. $P_{bevezetett} = 30$ kW, $Q = 2100$ dm³/min, $H = 60$ m, $P'_{mech} = 1,1$ kW, $\nu_{ts} = 3\%$ és $h' = 12$ m.

Megoldás:

A belső teljesítmény:

$$P_{belső} = P_{bev} - P'_{mech} = 30 - 1,1 = 28,9 \text{ kW}$$

Az elméleti teljesítmény:

$$P_e = (1 - \nu_{ts}) \cdot P_{belső} = (1 - 0,03) \cdot 28,9 = 28,033 \text{ kW} = Q_e \cdot \rho \cdot g \cdot H_e$$

Az elméleti szállítomagasság és térfogatáram pedig

$$H_e = H + h' = 60 + 12 = 72\text{m}$$

$$Q_e = \frac{P_e}{\rho g H_e} = \frac{28.033\text{kW}}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 72\text{m}} = 0.0397 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

A hidraulikai és volumetrikus hatásfok:

$$\eta_{\text{hidr}} = \frac{H}{H_e} = \frac{60}{72} = 83.3\% \quad \text{és} \quad \eta_{\text{vol}} = \frac{Q}{Q_e} = \frac{0.035}{0.0397} = 88.2\%$$

- 3.6** Egy tiszta vizet szállító örvényszivattyú működési tartománya $0 < Q < Q_{\text{max}} = 0,24 \text{ m}^3/\text{s}$. A hajtó motor leadott teljesítménye 30 kW . A csapágyakban, tömszelencében keletkező súrlódási nyomaték $M_s = 20 \text{ Nm}$. A hátragörbített lapátoszású radiális járókerék fordulatszámja $n = 1440 \text{ /min}$. Mekkora a belső teljesítmény? A résvesztés elhanyagolható. A folyadéksúrlódásból származó veszteségmagasság értéke a maximális térfogatáramnál $h'_{\text{súrl}}(Q_{\text{max}}) = 5,6 \text{ m}$, a leválási veszteség a $Q_{\text{max}}/2$ tervezési pont körül szimmetrikus másodfokú függvény, értékei a működési tartomány szélein $h'_{\text{lev}}(0) = h'_{\text{lev}}(Q_{\text{max}}) = 7 \text{ m}$. A $[\text{m}^3/\text{s}]$ -ban megadott térfogatáram függvényeként a szivattyú összhatásfokát leíró képlet: $\eta_{\delta}[-] = 60 \cdot Q \cdot (Q_{\text{max}} - Q)$. A szivattyú a legkisebb összes hidraulikai veszteséghez tartozó térfogatáramnál működik. Mekkora az összhatásfoka, hasznos teljesítménye és szállítomagassága? Számítsa ki a szivattyú tárcsásúrlódási veszteségtényezőjét! Rajzolja meg léptékhelyesen ebben a munkapontban a teljesítményszalagot!

Megoldás:

$$P_{h,\text{mot}} = P_{be,\text{sziv}} = 30\text{kW}$$

$$P'_{\text{mech}} = M_s \omega = M_s 2\pi n = 20 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{1440}{60} = 3016\text{W} = 3,016\text{kW}$$

$$P_{\text{belső}} = P_{be,\text{sziv}} - P'_{\text{mech}} = 30 - 3,016 = 26,984\text{kW}$$

$$h' = h'_{\text{lev}} + h'_{\text{súrl}} = a \left(Q - \frac{Q_{\text{max}}}{2} \right)^2 + bQ^2$$

$$a \left(Q - \frac{Q_{\text{max}}}{2} \right)^2 \Big|_{Q=0; Q=Q_{\text{max}}} = a \frac{Q_{\text{max}}^2}{4} = 7\text{m} \quad a = \frac{4 \cdot 7}{0,24^2} = 486,111 \text{ s}^2 / \text{m}^5$$

$$bQ^2 \Big|_{Q=Q_{\text{max}}} = 5,6\text{m} \quad b = \frac{5,6}{0,24^2} = 97,222 \text{ s}^2 / \text{m}^5$$

$$\frac{dh'}{dQ} = 2a \left(Q - \frac{Q_{\text{max}}}{2} \right) + 2bQ = 0 \quad Q_{\text{opt}} = \frac{a}{a+b} \frac{Q_{\text{max}}}{2} = 0,1 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$h'(Q_{\text{opt}}) = a \left(Q_{\text{opt}} - \frac{Q_{\text{max}}}{2} \right)^2 + bQ_{\text{opt}}^2 = 1,166\text{m}$$

$$P'_{\text{hidr}} = Q \rho g h' = 0,1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 1,166 = 1,14\text{kW}$$

$$\eta_{\delta}(Q_{\text{opt}})[-] = 60 \cdot Q_{\text{opt}} \cdot (Q_{\text{max}} - Q_{\text{opt}}) = 0,84$$

$$P_{h,\text{sziv}} = \eta_{\delta} P_{be,\text{sziv}} = 0,84 \cdot 30 = 25,2\text{kW} = Q_{\text{opt}} \rho g H$$

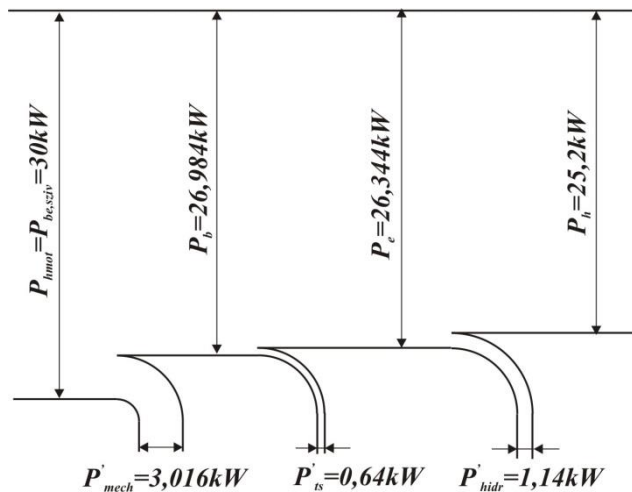
$$H = \frac{P_{h,sziv}}{Q_{opt} \rho g} = \frac{25200}{0,1 \cdot 1000 \cdot 9,81} = 25,688m$$

$$H_e = H + h' = 25,688 + 1,166 = 26,854m$$

$$P_e = Q_e \rho g H_e = 0,1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 26,854 = 26,344kW$$

$$P'_t = P_{belső} - P_e = 26,984 - 26,344 = 0,64kW$$

$$v_{ts} = \frac{P'_{ts}}{P_{belső}} = \frac{0,64}{26,984} = 0,0237$$



4. Dimenziótlan üzemi mennyiségek, jellemző fordulatszám, affinitás

4.1 Becsülje meg egy 220 mm járókerék átmérőjű, 2880/min fordulatszámmal hajtott szivattyú térfogatáramát, szállítómagasságát és összhatásfokát. ($0,087 \text{ m}^3/\text{s}$; $50,26 \text{ m}$; $83,5 \%$) A szivattyú jellemző fordulatszáma 45. Az optimális üzemi pont becsült hatásfokmaximuma és a szivattyú alapértelmezés szerinti nyomásszáma az alábbi képletekkel számítható:

$$\eta_{\max} = 0,94 - 0,048 Q_{\text{opt}}^{-0,32} - 0,29(\lg [n_q/44])^2 \psi = [300 / (270+n_q)]^{9/4}$$

4.2 Egy szivattyú optimális térfogatárama $16 \text{ dm}^3/\text{s}$, fordulatszáma 960 1/min , jellemző fordulatszáma $25,5$. Mekkora a szivattyú szállítómagassága? (8 m) Mekkora a σ fordulatszám-tényező? ($0,162$) A Cordier-diagram jó közelítéssel a

$$\delta = (2,1 / (1,41 + \lg \sigma))^{1,34}$$

alakú átmérőtényező-fordulatszám-tényező képlettel írható le. Mekkora a Cordier-diagram előírásának megfelelő járókerék átmérő? [$\sigma = \varphi^{0,5} / \psi^{0,75}$ és $\delta = \psi^{0,25} / \varphi^{0,5}$] (207 mm)

4.3 Mekkora a megadott $H = 45 - 2781[s^2/\text{m}^5] Q^2$; $\eta [\%] = 72 - 14694 (Q - 0,07)^2$ jelleggörbájű $1470/\text{min}$ fordulatszámú, 320 mm járókerék átmérőjű egyfokozatú szivattyú jellemző fordulatszáma? ($29,3$) Célszerűen választott léptékekkel rajzolja meg a $\psi_{n,D}(\varphi_{n,D})$ és az $\eta(\varphi_{n,D})$ dimenziótlan jelleggörbék grafikonját görbéként 4-4 számított pont alapján.

4.4 Egy CR 8-60 típusú, $2850/\text{min}$ fordulatszámú, hat fokozatú tápszivattyú szállítómagassága $H = 68 - 0,2 Q^2$, összhatásfoka $\eta = 0,66 - 0,00731 (Q-9,5)^2$. A térfogatáram mértékegysége a képletekben [m^3/h]. Határozza meg a szivattyúba épített járókerék jellemző fordulatszámát! A jellemző fordulatszám értéke alapján állapítsa meg a járókerék típusát! Határozza meg a vizet szállító szivattyú teljesítmény-felvételét az üresjárat 0 térfogatáram esetén, extrapolálva a $Q = 1,5; 1; 0,5 \text{ m}^3/\text{h}$ térfogatáramú pontok teljesítmény adatait, valamint a L'Hospital szabályt alkalmazva!

Megoldás:

Az n_q jellemző fordulatszámot az optimális üzemi pont (hatásfok-maximum) és egy járókerék adataival kell számolni.

$$\frac{d\eta}{dQ} = -2 \times 0,00731 \times (Q_{\text{opt}} - 9,5) = 0, \text{ így } Q_{\text{opt}} = 9,5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 0,002639 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}.$$

Az egy fokozat által létrehozott szállítómagasság (az optimális üzemi pontban)

$$H_{\text{1fokozat,opt}} = \frac{H_6(Q_{\text{opt}})}{6} = \frac{68 - 0,2 \times 9,5^2}{6} = 8,325 \text{ m},$$

így a jellemző fordulatszám $n_q = n \frac{Q_{\text{opt}}^{1/2}}{H_{\text{1,opt}}^{3/4}} = 29,9$, azaz a járókerék radiális átömlésű.

A bevezetett teljesítmény a térfogatáram függvényében:

$$P_{bev} = \frac{P_h(Q)}{\eta(Q)} = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H(Q)}{\eta(Q)} = \frac{9810 \cdot Q \left[\frac{m^3}{s} \right] \cdot \left(68 - 0,2 \cdot \left(Q \left[\frac{m^3}{h} \right] \right)^2 \right)}{0,66 - 0,00731 \cdot \left(Q \left[\frac{m^3}{h} \right] - 9,5 \right)^2}$$

A fenti képletet tekintve belátható, hogy zárt tolózárállásnál mind a hasznos teljesítmény, mind a hatásfok értéke zérus. Ez egyben azt is jelenti, hogy a fenti összefüggéssel a bevezetett teljesítmény a zárási pontban nem számolható.

Végezzünk először *lineáris extrapolációt* a zárási teljesítményfelvétel becslésére! Ehhez elsőként kiszámítjuk egy 0 térfogatáram közeli pontban a teljesítményfelvételt, mint referencia értéket, majd két további pontban (egyenközűen $Q = 0 \text{ m}^3/\text{h}$ felé tartva) is meghatározzuk a teljesítményfelvételt. Így számítható két teljesítményfelvétel-differencia, melyekből lineárisan extrapolálva számítható a harmadik, melyből a zárási teljesítményfelvétel meghatározható. Az értékek táblázatos formában:

Q	[m ³ /h]	1,5	1	0,5	0
H _b (Q)	[m]	67,55	67,8	67,95	68
Q	[m ³ /s]	4,17e-4	2,78e-4	1,39e-4	0
P _h	[W]	276	185	93	0
η(Q)	[-]	0,192	0,132	0,068	0
P _{be}	[W]	1437	1401	1364	1324
ΔP _{be}	[W]	-	-36	-38	-40

A pontos eredményt a *L'Hospital-szabály* alkalmazásával kapjuk:

$$\lim_{x \rightarrow t} \frac{f(x)}{g(x)} = \frac{f'(t)}{g'(t)} \rightarrow \lim_{Q \rightarrow 0} \frac{P_h(Q)}{\eta(Q)} = \frac{P_h'(0)}{\eta'(0)}$$

A deriválás elvégzése előtt vegyük észre, hogy a térfogatáram és a hozzá tartozó konstansok nem SI mértékegységben szerepelnek a szállítómagasság és a hatásfok képletében! Ezért első lépésben mindent SI mértékegységre kell átírni:

$$P_{bev} = \frac{9810 \left[\frac{kg}{s^2 \cdot m^2} \right] \cdot Q \left[\frac{m^3}{s} \right] \cdot \left(68[m] - 0,2 \left[\frac{h^2}{m^5} \right] \cdot \left(3600 \left[\frac{s}{h} \right] \right)^2 \cdot \left(Q \left[\frac{m^3}{s} \right] \right)^2 \right)}{0,66[-] - 0,00731 \left[\frac{h^2}{m^6} \right] \cdot \left(3600 \left[\frac{s}{h} \right] \right)^2 \cdot \left(Q \left[\frac{m^3}{s} \right] - 9,5 \left[\frac{m^3}{h} \right] \cdot \frac{1}{3600 \left[\frac{s}{h} \right]} \right)^2}$$

$$= \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot 68 - \rho \cdot g \cdot 0,2 \cdot 3600^2 \cdot Q^3}{0,66 - 0,00731 \cdot 3600^2 \cdot \left(Q - \frac{9,5}{3600} \right)^2}$$

A deriválást elvégezve:

$$P_{bev} = \frac{P_h'(0)}{\eta'(0)} = \frac{\rho \cdot g \cdot 68 - \rho \cdot g \cdot 0,6 \cdot 3600^2 \cdot 0^2}{-0,00731 \cdot 3600^2 \cdot 2 \cdot \left(0 - \frac{9,5}{3600}\right)} = 1334W$$

4.5 Az $n_1 = 1450/\text{min}$ fordulatszámú szivattyú jelleggörbéje $H_1 = 40 \text{ m} - 40000 \text{ s}^2/\text{m}^5 Q^2$. Számítsa ki az $n_2 = 2900/\text{min}$ fordulatszámú motorral hajtott szivattyú jelleggörbéjének 5 pontját a $Q_2 = 0,01 \text{ m}^3/\text{s} - 0,05 \text{ m}^3/\text{s}$ térfogatáram intervallumban $0,01 \text{ m}^3/\text{s}$ -onként, mivel a mérések szerint az affinitás ebben a tartományban érvényes. Írja fel az n_2 fordulatszámú szivattyú $H_2(Q_2)$ jelleggörbéjének egyenletét. ($H_2 = 160 - 40000 Q_2^2$)

4.6 Az $n_q = 25$ jellemző fordulatszámú centrifugál szivattyúk, ventilátorok optimális nyomásszáma $\psi = 1$ (nem $\psi_{n,D}$!!!). Mekkora a szükséges D_2 járókerék átmérő a direkt hajtású, $n = 1470/\text{min}$ fordulatszámú, 20 m szállítómagasságú, vizet szállító szivattyú, illetve a 1000 Pa össznyomás-növekedést létrehozó, $1,2 \text{ kg}/\text{m}^3$ sűrűségű levegőt szállító ventilátor esetén ($0,257 \text{ m}$, illetve $0,53 \text{ m}$)? Mekkora a két gép térfogatárama ($0,0259 \text{ m}^3/\text{s}$, illetve $0,226 \text{ m}^3/\text{s}$)? Mekkora a két gép teljesítményfelvétele 70% összhatásfok esetén ($7,259 \text{ kW}$, illetve $0,323 \text{ kW}$) és mekkora hajtónyomatéokra kell méretezni a tengelyt $1,5$ -szeres biztonság esetén ($70,7 \text{ Nm}$, illetve $3,15 \text{ Nm}$)?

4.7 Vizet szállító örvényszivattyú fordulatszáma $1450/\text{min}$, szállítómagassága 17 m , térfogatárama $0,03 \text{ m}^3/\text{s}$ a tervezési üzemállapotban. Mekkora a jellemző fordulatszám (30)? Mekkora átmérőjű járókerék esetén lesz a szivattyú nyomásszáma az ilyen típusú szivattyúk esetén szokásos $\psi = 1$ értékű (240 mm)? Számítsa ki a φ mennyiségi számot ($0,036$). Mekkora térfogatáramot szállít, milyen szállítómagasság ellenében ez a szivattyú optimális üzemben $970/\text{min}$ motorfordulatszám esetén ($0,02 \text{ m}^3/\text{s}$; $7,61 \text{ m}$)?

Az $n = 2880/\text{min}$ fordulatszámú szivattyú-járókerék idealizált jelleggörbéjének egyenlete: $H_{e\infty} = 145 \text{ m} - 1570 \text{ s}/\text{m}^2 \cdot Q_e$, ahol $H_e = \lambda \cdot H_{e\infty}$ és a perdület apadási tényező értéke $0,85$. A járókerék külső átmérője 250 mm , szélessége ezen az átmérőn 14 mm . Perdület mentes belépést feltételezve mekkora a lapátszög a kilépésnél? ($12,55^\circ$) A lapátvégek kiélezettek. ($\Psi_2 = 1$) Számítsa ki a valódi jelleggörbe $Q = 0,03 \text{ m}^3/\text{s}$ térfogatáramú pontjában a φ mennyiségi szám ($0,0162$) és a ψ nyomásszám értékét ($0,895$). A volumetrikus hatásfok becsült értéke e pontban 95% , a hidraulikai hatásfok becsült értékét 80% .

4.8 Egy ventilátor átmérő-tényezője 1.75 , fordulatszám-tényezője 0.45 . Milyen járókerék átmérő esetén szállít a gép $27000 \text{ m}^3/\text{h}$ $1.2 \text{ kg}/\text{m}^3$ sűrűségű levegőt $1440/\text{min}$ fordulatszámon? Mekkora ekkor a ventilátor által létesített nyomásnövekedés értéke?

Megoldás:

$$\delta = 1.75 = \psi^{1/4} \varphi^{-1/2}, \sigma = 0.45 = \psi^{-3/4} \varphi^{1/2}$$

$$\sigma\delta = 0.45 * 1.75 = 0.7875 = \psi^{-1/2} \rightarrow \psi = 1.612, \quad \varphi = \left(\frac{\psi^{1/4}}{\delta}\right)^2 = 0.415$$

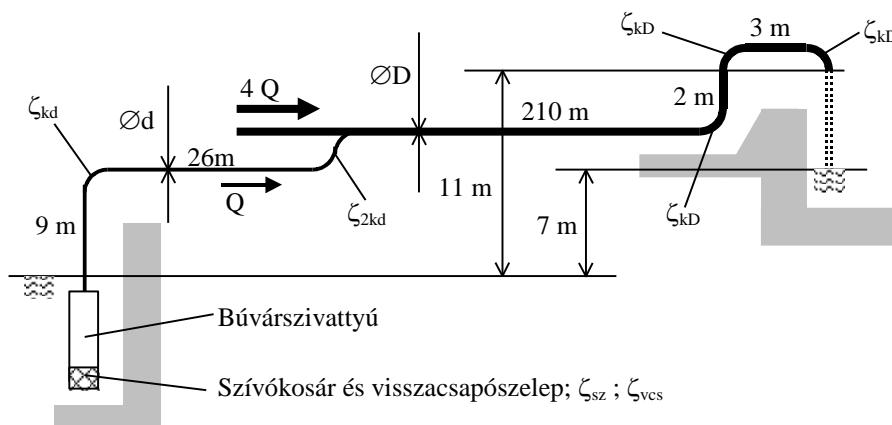
$$\varphi = \frac{Q}{\frac{D_2^2 \pi}{4} \underbrace{D_2 \pi n}_{u_2}} \rightarrow D_2 = \sqrt[3]{\frac{4Q}{\varphi \pi^2 n}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 27000 / 3600}{0.287 \cdot \pi^2 \cdot 1440 / 60}} = 673 \text{ mm}$$

$$u_2 = D_2 \pi n = 0.761 \cdot \pi \cdot 1440 / 60 = 50.778 \text{ m/s}$$

$$\Delta p = \psi \frac{\rho}{2} u_2^2 = 0.773 \cdot \frac{1.2}{2} \cdot 57.4^2 = 2495 \text{ Pa}$$

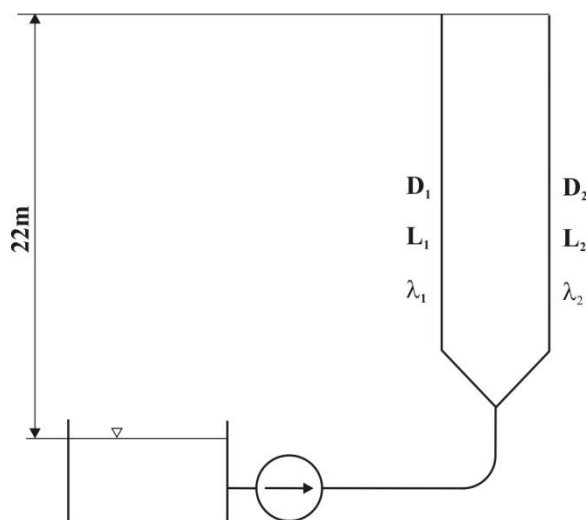
5. Csővezeték jelleggörbe, munkapont, az üzem stabilitása

- 5.1 Az ábrán látható búvárszivattyú $Q = 30 \text{ l/s}$ vizet nyom a D átmérőjű gyűjtővezetékbe, amelyik öt azonos kivitelű és térfogatáramú búvárszivattyú vizét szállítja a medencébe. Határozza meg a berendezés szállítómagasságát ($11,07 \text{ m}$) és a szükséges szivattyú szállítómagasságát ($12,80 \text{ m}$). $\zeta_{sz} = 3$; $\zeta_{vcs} = 0,25$; $\zeta_{kd} = 0,35$; $\zeta_{2kd} = 0,5$, $d = 160 \text{ mm}$, $\zeta_{kD} = 0,22$, $D = 400 \text{ mm}$. A csősúrlódási tényező a d átmérőjű csőben $0,021$, a D átmérőjű vezetékben $0,018$.



- 5.2 Számítsa ki, hogy milyen szállítómagasságú ($35,53 \text{ m}$) szivattyút kell beépíteni egy berendezésbe, hogy azon $1200 \text{ dm}^3/\text{min}$ vízáramot szállítson jó hatásfokkal. A szívócső átmérője $D_s = 120 \text{ mm}$, veszteségtényezője $\zeta_s = 3,6$; a nyomócső átmérője $D_n = 100 \text{ mm}$, veszteségtényezője (kilépési veszteség nélkül!) $\zeta_n = 14$. Az aknába épített szivattyú nyitott kútból szív, amelynek vízszintje 5 m mélyen van az alapszint alatt és a nyomócső 25 m magasan végződik az alapszint felett a szabad levegőn, onnan a víz belezuhog egy uszoda medencéjébe. Rajzolja meg az elrendezés vázlatát!
- 5.3 Az Erzsébet-híd budai oldalán, a Szent Gellért szobor alatti mű-vízesés alsó gyűjtő medencéjét a felső, 22 m -rel magasabban levő szabad kifolyású csővégekkel 2 darab párhuzamosan futó 30 m hosszú cső köti össze. Az egyik cső 70 mm , melyben $1,5 \text{ m/s}$ gazdaságos áramlási sebességet feltételezünk. A másik cső 100 mm belső átmérőjű. Az egyenes csőszakaszok súrlódási tényezője $\lambda = 0,019$. A szikla íveit követő csövek kis iránytöréseinek eredő veszteségtényezője $\zeta = 0,5$. Számítsa ki a másik csőben az áramlási sebességet, majd határozza meg a beépített – mindkét csövet tápláló – szivattyú térfogatáramát! Számítsa ki mindkét csőre a szállítómagasság igényt! 65% -os szivattyú+hajtómotor hatásfokot feltételezve számolja ki a 100 napos turista szezonra jutó villamos energia költséget! Az energiadíj 40 Ft/kWh .

Megoldás:



Nyomás a berendezés elején-végén légköri, ezért $H_{st} = \Delta z = 22m$

$$H_{c1} = H_{st} + \frac{v_1^2}{2g} \left(\lambda \frac{L}{D_1} + \zeta + 1 \right) = 22 + \frac{1,5^2}{2 \cdot 9,81} \cdot \left(0,019 \cdot \frac{30}{0,07} + 0,5 + 1 \right) = 23,11m$$

A nyomáskülönbségnek a 2-es cső két végében meg kell egyeznie az 1-es csőével, vagyis a szállítomagasságok megegyeznek: $H_{c2} = H_{c1} = 23,11m$

$$H_{c2} = H_{st} + \frac{v_2^2}{2g} \left(\lambda \frac{L}{D_2} + \zeta + 1 \right) = 22 + \frac{v_2^2}{2 \cdot 9,81} \cdot \left(0,019 \cdot \frac{30}{0,1} + 0,5 + 1 \right) = 23,11m$$

Ebből

$$v_2 = \sqrt{\frac{23,11 - 22}{0,019 \cdot \frac{30}{0,1} + 0,5 + 1} \cdot 2 \cdot 9,81} = 1,74 \frac{m}{s}$$

$$Q = \frac{D_1^2 \pi}{4} v_1 + \frac{D_2^2 \pi}{4} v_2 = \frac{0,07^2 \pi}{4} 1,5 + \frac{0,1^2 \pi}{4} 1,74 = 0,0194 \frac{m^3}{s} = 19,4 \frac{dm^3}{s}$$

$$P_h = Q \rho g H = 0,0194 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 23,11 = 4,4kW$$

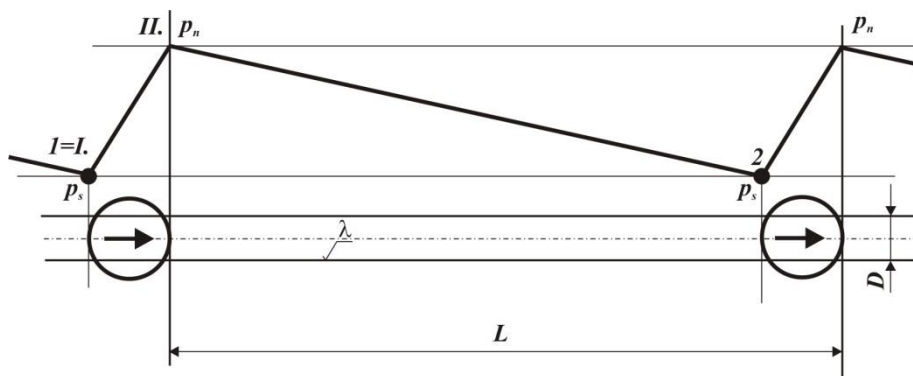
$$P_{vill} = \frac{P_h}{\eta_{sz+m}} = \frac{4,4}{0,65} = 6,77kW$$

$$W_{vill} = P_{vill} T = 6,77kW \cdot 24h / nap \cdot 100nap = 16239,35kWh$$

$$\dot{A} = \dot{a} W_{vill} = 40Ft / kWh \cdot 16239,35kWh = 649573Ft$$

- 5.4** Négy fokozatú, 68 m szállítomagasságú, 1450/min fordulatszámú szivattyú 120 mm belső átmérőjű vízszintesen fektetett csővön szállít 0,03 m³/s vizet. A csősúrlódási tényező 0,025. Hány méter hosszú csőszakaszonként kell újabb szivattyút beépíteni, ha a szivócsonkbeli nyomás alá nem csökkenhet a nyomás a csővezetékben? A cső folyóméter-ára az átmérő négyzetével arányos. A csőátmérőt 160 mm-re bővítve milyen hosszönként kell az előző feltétel mellett újabb szivattyút beépíteni? Ha azonos típusú szivattyúból kevesebbet kell beépíteni a szállítócsőbe, akkor a szivattyú költséghányad csökken, milyen függvénye a hosszra jutó szivattyúköltség a csőátmérőnek? Rajzolja meg alakra helyesen az összes beruházási költséget a csőátmérő függvényében.

Megoldás:



$$v = \frac{Q}{D^2 \pi / 4} = \frac{0,03}{0,12^2 \cdot \pi / 4} = 2,652 \text{ m/s}$$

$$H_{ber} = e_2 - e_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 - \left(\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 \right)$$

$$v_1 = v_2 \quad \text{kontinuitás miatt}$$

$$z_1 = z_2 \quad \text{mert a cső vízszintes}$$

$$p_1 = p_s, \quad p_2 = p_s$$

$$H_{ber} = e_2 - e_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 - \left(\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 \right) = 0$$

$$H_c = H_{ber} + h^l = 0 + \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} = H, \text{ ez a szivattyú szállítómagassága}$$

$$\text{Innen } L = \frac{2gHD}{\lambda v^2} = \frac{2 \cdot 9,81 \cdot 68 \cdot 0,12}{0,025 \cdot 2,652^2} = 910,5 \text{ m}$$

$$v = \frac{Q}{D^2 \pi / 4} \text{ képletet az } L \text{ képletébe beírva}$$

$$L = \frac{2 \cdot g \cdot H \cdot D \cdot D^4 \cdot \pi^2}{\lambda \cdot 16 \cdot Q^2} = C \cdot D^5 \quad C = \frac{L}{D^5} = \text{áll.}$$

$$D' = 160 \text{ mm} \quad L' = C \cdot D'^5 = \frac{L}{D^5} \cdot D'^5 = L \cdot \left(\frac{D'}{D} \right)^5 = 910 \cdot \left(\frac{160}{120} \right)^5 = 3835 \text{ m}$$

A szivattyúk darabszáma, így az ára is a csővezeték L méretével fordítottan arányos

$$\dot{A}_{sziv} = \frac{K}{L} = \frac{K}{C \cdot D^5} = \frac{k}{D^5} \quad \text{ahol } K \text{ és } k \text{ konstansok}$$

A cső ára a cső kerületének és falvastagságának szorzatával arányos. A „kazánformula” miatt a falvastagság arányos a csőátmérővel, így a cső ára $\dot{A}_{cső} = K_c \cdot D^2$, ahol K_c konstans

Ezzel a teljes ár: $\dot{A} = \dot{A}_{sziv} + \dot{A}_{cső} = \frac{k}{D^5} + K_c \cdot D^2$, ennek minimuma a gazdaságos csőátmérő.

- 5.5** Határozza meg egy tóba építendő szökőkutat működtető szivattyú munkapontját! A 30 mm átmérőjű fűvókából a tó vízfelszínén kilépő függőleges vízszugárnak 20 m magasra

kell emelkednie. A cseppekre szakadó vízszög a függőleges hajításként számítható elméleti magasság 80 %-ára emelkedik. A szivattyú szívóoldalán $\zeta_{sz} = 0,7$ veszteségtényezőjű szűrőkosár van, a nyomóoldalán 1 m hosszú $\lambda = 0,02$ súrlódási tényezőjű cső, valamint két darab, egyenként $\zeta_{iv} = 0,2$ veszteségtényezőjű csőív van. A szivattyú csonkjai és a nyomócső egyaránt 80 mm belső átmérőjű. Készítsen vázlatot a berendezésről! Mekkora az 1470/min fordulatszámú, kétfokozatú szivattyú jellemző fordulatszáma? Milyen magasra emelkedik a vízszög, ha a fordulatszám 970/min-re csökken?

Megoldás:

- A szükséges térfogatáram:

- Elméleti magasság (amely a „kilépési veszteséges” tagból adódik majd)

$$h = h' = \frac{h_{val}}{\eta_h} = \frac{20}{0,8} = 25m$$

- Vízszög sebessége a fúvókánál a mozgási- és a helyzeti energiából:

$$\frac{mv_d^2}{2} = mgh$$

$$v_d = \sqrt{2gh} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 25} = 22,15 \frac{m}{s}$$

- A szükséges térfogatáram:

$$Q = v_d \frac{d^2 \pi}{4} = 22,15 \cdot \frac{0,03^2 \cdot \pi}{4} = 0,01565 m^3 / s$$

- A szükséges szállítómagasság:

- Sebességmagasság a nyomócsőben:

$$v_D = \left(\frac{d}{D} \right)^2 v_d = \left(\frac{30}{80} \right)^2 \cdot 22,15 = 3,115 m/s \rightarrow \frac{v_D^2}{2g} = \frac{3,115^2}{2 \cdot 9,81} = 0,495m$$

- A szívó- és nyomócső együttes veszteségmagassága:

$$h'_{cső} = h'_{sz} + h'_{ny} = \frac{v_D^2}{2g} \cdot \left(\zeta_{sz} + 2\zeta_{iv} + \lambda \frac{L}{D} \right) = 0,495 \cdot \left(0,7 + 2 \cdot 0,2 + 0,02 \cdot \frac{1}{0,08} \right) = 0,668m$$

- A szivattyú szállítómagassága:

$$H = H_{st} + \frac{v_n^2 - v_s^2}{2g} + h'_{cső} + h' = \frac{p_o - p_o}{\rho g} + \frac{3,115^2 - 3,115^2}{2g} + 0,668 + 25 = 25,668m$$

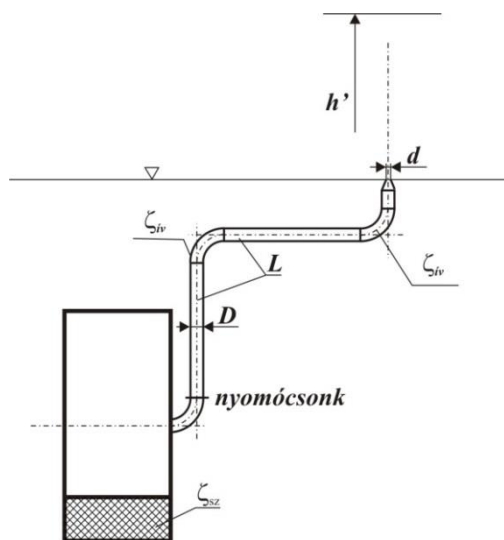
- A szivattyú jellemző fordulatszáma:

$$H_{1fokozat} = \frac{H}{2} = \frac{25,668}{2} = 12,83m,$$

$$n_q = n \frac{Q_{opt}^{1/2}}{H_{1opt}^{3/4}} = 1470 \cdot \frac{0,01565^{1/2}}{12,83^{3/4}} = 27,13$$

- Vízszög magassága a megváltozott fordulatszám mellett:

- A megváltozott térfogatáram: $n^* = 970/min$



$$Q^* = Q \cdot \frac{n^*}{n} = 0,01565 \cdot \frac{970}{1470} = 0,0103 \frac{m^3}{s}$$

- o Sebesség a fűvókánál:

$$v_d^* = \frac{Q^*}{A_d} = \frac{4 \cdot 0,0103}{0,03^2 \cdot \pi} = 14,57 m/s$$

- o Vízszugár magassága:

$$h^* = \frac{v^{*2}}{2g} \eta_h = \frac{14,57^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 0,8 = 8,67 m$$

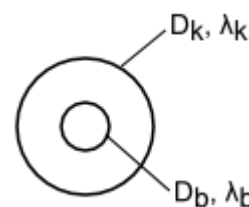
- o Ellenőrzés:

$$v_d^* = \frac{n^*}{n} v_d = \frac{970}{1470} \cdot 22,15 = 14,62 m/s$$

$$h^* = \left(\frac{n^*}{n} \right)^2 h_{val} = \left(\frac{970}{1470} \right)^2 \cdot 20 = 8,71 m$$

A két számítás közötti eltérés a megváltozott térfogatáram kerekítéséből adódik.

- 5.6** Egy $D_k = 2800$ mm átmérőjű, vasbeton ($\lambda_k = 0,03$) csővezetékbe egy $D_b = 1000$ mm átmérőjű acélcsövet ($\lambda_b = 0,02$) helyeznek. (1. ábra) Mindkét csőszakasz hossza 540 m, a csövek végein 3 m a vízszint különbsége. Határozza meg a térfogatáramot:



- a) a belső cső nélküli és
- b) a belső cső beépítése utáni esetben!

A súrlódási tényezőt a felületek nagyságával súlyozza!

Megoldás:

- A sebesség, majd abból a térfogatáram számítása:

$$h' = \lambda \cdot \frac{L}{D_k} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \rightarrow v = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot D_k \cdot h'}{\lambda \cdot L}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 2,8 \cdot 3}{0,03 \cdot 540}} = 3,19 \frac{m}{s}$$

$$Q = A \cdot v = \frac{2,8^2 \cdot \pi}{4} \cdot 3,19 = 19,64 \frac{m^3}{s} = 70713 \frac{m^3}{h}$$

- Ebben az esetben a sebesség az egyenértékű csősúrlódási tényezővel és a hidraulikai átmérővel számítható:

$$\lambda_e = \frac{\lambda_k \cdot K_k + \lambda_b \cdot K_b}{K_k + K_b} = \frac{\lambda_k \cdot D_k \cdot \pi + \lambda_b \cdot D_b \cdot \pi}{D_k \cdot \pi + D_b \cdot \pi} = \frac{0,03 \cdot 2,8 + 0,02 \cdot 1}{2,8 + 1} = 0,0274$$

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{K} = \frac{4 \cdot \frac{D_k^2 - D_b^2}{4} \cdot \pi}{(D_k + D_b) \cdot \pi} = D_k - D_b = 2,8 - 1 = 1,8 m$$

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot D_h \cdot h'}{\lambda_e \cdot L}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 1,8 \cdot 3}{0,0274 \cdot 540}} = 2,68 \frac{m}{s}$$

$$Q = A \cdot v = \frac{(2,8^2 - 1^2) \cdot \pi}{4} \cdot 2,68 = 14,39 \frac{m^3}{s} = 51830 \frac{m^3}{h}$$

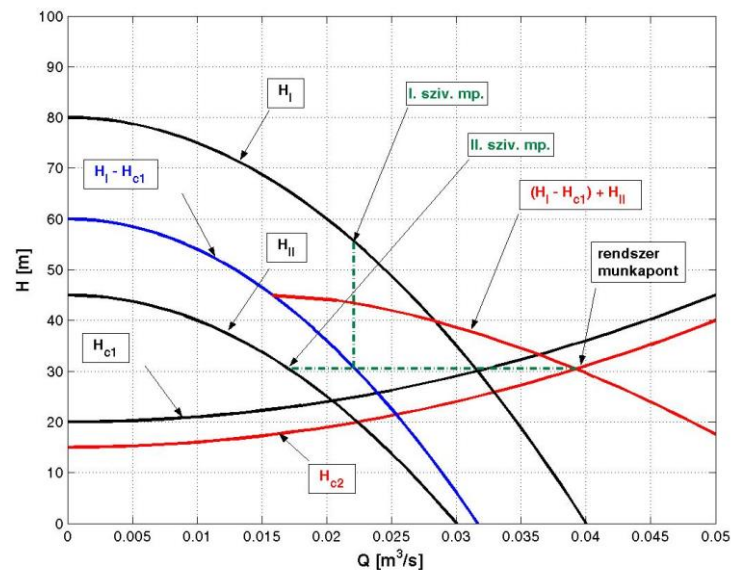
Azaz a belső csővezeték beépítésével a térfogatáram az eredeti ~73%-ára csökken.

6. Soros, párhuzamos üzem

- 6.1. Egy $H_I = 70 \text{ m} - 50000 \text{ s}^2/\text{m}^5 Q^2$ jelleggörbájű szivattyú a $H_c = 20 \text{ m} + 10000 \text{ s}^2/\text{m}^5 Q^2$ jelleggörbájű csővezetékben vizet szállít. Mekkora a térfogatáram? ($0,0285 \text{ m}^3/\text{s}$) A térfogatáramot $0,032 \text{ m}^3/\text{s}$ ra kívánják növelni. Rendelkezésre áll egy $H_{II} = 80 \text{ m} - 50000 \text{ s}^2/\text{m}^5 Q^2$ jelleggörbájű második szivattyú. A kívánt munkapontot a közös nyomóvezetékbe beépített fojtás segítségével kívánjuk beállítani. A szivattyúkat sorosan vagy párhuzamosan kapcsolva oldható meg a feladat kisebb fojtási veszteséggel? Válaszát diagram segítségével grafikusán igazolja! (Soros kapcsolás: $P'_f=5,45 \text{ kW}$, párhuzamos kapcsolás: $P'_f=9,88 \text{ kW}$.)
- 6.2. Két szivattyú párhuzamos üzemben dolgozik. A szivattyúk között, hosszú emelkedő összekötő cső van, ennek jelleggörbe egyenlete $H_{c1} = 20 \text{ m} + 10000 \text{ s}^2/\text{m}^5 Q^2$. Az alacsonyabban lévő szivattyú jelleggörbéje $H_I = 80 \text{ m} - 50000 \text{ s}^2/\text{m}^5 Q^2$, a másik szivattyú jelleggörbéje $H_{II} = 45 \text{ m} - 50000 \text{ s}^2/\text{m}^5 Q^2$ (mindkét esetben a szívócsövet is beleértve). A közös nyomócső a II jelű szivattyútól indul, jelleggörbéje $H_{c2} = 15 \text{ m} + 10000 \text{ s}^2/\text{m}^5 Q^2$. Rajzolja meg a kapcsolást és a jelleggörbéket léptékhelyesen, fekvő A4 lapon (Az ábrázoláshoz a jelleggörbe pontokat elegendő $0,01 \text{ m}^3/\text{s}$ -onként kiszámítani). Határozza meg az egyes szivattyúk saját munkapontját (H_I, Q_I , illetve H_{II}, Q_{II}) a fenti kapcsolás esetén.

Megoldás:

- Meghatározzuk az I. szivattyú és a közös csővezeték eredő jelleggörbáját: $H_I - H_{c1}$
- Ezt az eredő jelleggörbét (párhuzamosan) összeadjuk a II. szivattyúval, így kapjuk a $(H_I - H_{c1}) + H_{II}$ jelleggörbét.
- Ezt a jelleggörbét vesszük el a H_{c2} csővezeték jelleggörbével, így megkapjuk a rendszer munkapontját.
- Végül a munkapontot (vízszintesen) vetítjük vissza a H_{II} ill. a $H_I - H_{c1}$ jelleggörbére, és onnan függőlegesen a H_I jelleggörbére.

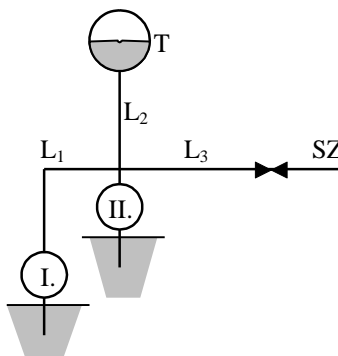


Tehát a két szivattyú munkapontja ($0,022 \text{ m}^3/\text{s}$; $56,5 \text{ m}$, illetve $0,0167 \text{ m}^3/\text{s}$; 31 m).

- 6.3. Az ábra szerinti elrendezésben két szivattyú egy víztorony töltését és az SZ jelű szerelvényágban lévő fogyasztók ellátását végzi. Az elemek jelleggörbéi (H [m]-ben, Q [lit/min] –ben helyettesítendő):

$$H_I = 50 - 0,2 Q^2; \quad H_{II} = 35 - 0,3 Q^2; \quad H_{L1} = 10 + 0,3 Q^2; \\ H_{L2} = 2,5 + 0,4 Q^2; \quad H_{L3} = 5 + 1 Q^2.$$

Rajzolja meg a jelleggörbéket néhány pont alapján és grafikusan határozza meg az L_i ágakban kialakuló térfogatáramokat (Q_1, Q_2, Q_3) (5,7, 7,3, 4,4 lit/min), az eredő munkapont adatait (Q, H) (11,7 lit/min, 24,2 m) és a szivattyúk saját munkapontját (Q_I, H_I), (Q_{II}, H_{II}). (5,7 lit/min, 43,6 m; 6 lit/min, 24,2 m)



- 6.4. Egy kis méretű települést a $H_s = 70 - 330 Q^2$ jelleggörbéjű szivattyú látja el vízzel. Nappali üzemben a $H_{ce1} = 25 + 30 Q^2$, éjszakai üzemben a $H_{ce2} = 25 + 750 Q^2$ eredő jelleggörbe helyettesíti a település vízálózatát. A szivattyú nyomócsőjéhez kapcsolódó magas tározó jelleggörbéje $H_T = 40 + 55 |Q| Q$. A szállítómagasságokat megadó összefüggésekben $[Q] = m^3/s$; $[H] = m$. Készítsen vázlatot a település vízművéről! Határozza meg szerkesztéssel a szivattyú ($0,33 m^3/s$; $0,29 m^3/s$), a település ($0,6 m^3/s$; $0,15 m^3/s$) és a tározó térfogatáramát ($0,275 m^3/s$; $-0,14 m^3/s$) és a szivattyú szállítómagasságát ($36 m$; $41 m$) mindkét üzemállapotban! (A szerkesztéshez használjon milliméter papírt.)

- 6.5. Egy 1440/min fordulatszámmal járó ventilátor jelleggörbéje $\Delta p_{\delta} = 1,6 - 0,331q^2$, hatásfoka $\eta = 58q(2,2 - q)$. A csővezeték jelleggörbe: $\Delta p_{\delta} = 0,5 + 0,124q^2$. Az összefüggésekben használt mértékegységek: $[\Delta p_{\delta}] = kPa$; $[q] = m^3/s$; $[\eta] = \%$. Meghatározandók a munkapont adatai ($q_{M1} = 1,556 m^3/s$, $\Delta p_{\delta M1} = 0,8 kPa$, $\eta_{M1} = 58,1\%$, $P_{beM1} = 2,143 kW$). Meghatározandók két párhuzamosan kapcsolt ventilátor esetén a munkapont (M_2) adatai és a hajtás teljesítményszükséglete ($q_{M2} = 2,307 m^3/s$, $\Delta p_{\delta M2} = 1,16 kPa$, $\eta_{M2} = 70\%$, $P_{beM2} = 2 \times 1,912 kW$). Az M_2 munkapontot egy ventilátorral milyen fordulatszámon lehet megvalósítani ($n_{fej} = 1945/min$)? (Az affinitás törvénye érvényes)

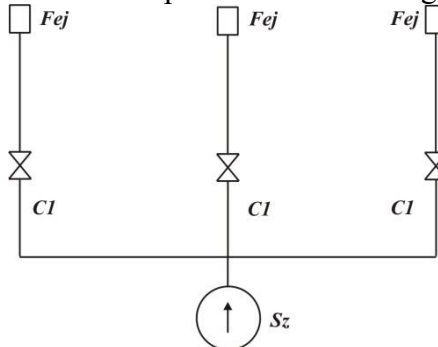
- 6.6. A $H_s = 37 - 0,159 \cdot q^2$ jelleggörbéjű szivattyúval egy vízszintes terep öntözőrendszerének egymással párhuzamosan kötött ágait tápláljuk. Mértékegységek: q [m^3/h], H [m]. Minden ág egy csővezetékből és egy, a csővezeték végén lévő szórófejből áll. Az egyes ágak csővezeték hossza 20 m, (belső) átmérője 25 mm, a becsült csősúrlódási tényező 0,03. Az öntözőfejek 2 bar túlnyomás esetén 4 m^3/h térfogatáramot engednek át, jelleggörbéjük $H_{fej} = K_{fej} \cdot q^2$ alakban írható.

a) Készítse el a berendezés kapcsolási vázlatát 3 ág esetén!

- b) Mekkora a térfogatáram egyetlen működő ág esetén?
c) Hány párhuzamos ágat tud a szivattyú kiszolgálni úgy, hogy a szórófejek legalább 2 bar túlnyomást biztosítsunk a szükséges szórási távolság megtartásához?

Megoldás:

- Készítse el a berendezés kapcsolási vázlatát 3 ág esetén!



- Mekkora a térfogatáram egyetlen működő ág esetén?
Ehhez először határozzuk meg 1 cső és 1 fej, ezekből pedig 1 ág jelleggörbáját!

$$H_{cső,1} = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{8}{D^4 \cdot \pi^2 \cdot g \cdot \left(3600 \left[\frac{s}{h}\right]\right)^2} \cdot \left(Q_{ág} \left[\frac{m^3}{h}\right]\right)^2 =$$

$$0,03 \cdot \frac{20}{0,025} \cdot \frac{8}{0,025^4 \cdot \pi^2 \cdot 9,81 \cdot \left(3600 \left[\frac{s}{h}\right]\right)^2} \cdot \left(Q_{ág} \left[\frac{m^3}{h}\right]\right)^2 = 0,3917 \cdot \left(Q_{ág} \left[\frac{m^3}{h}\right]\right)^2$$

$$H_{fej,2bar} = \frac{p_1}{\rho \cdot g} = \frac{2 \cdot 10^5}{10^3 \cdot 9,81} = 20,387m$$

$$H_{fej,1} = \frac{H_{fej,2bar}}{Q_1^2} \cdot Q_{ág}^2 = \frac{20,387[m]}{\left(4 \left[\frac{m^3}{h}\right]\right)^2} \cdot \left(Q_{ág} \left[\frac{m^3}{h}\right]\right)^2 = 1,2742 \left[\frac{h^2}{m^5}\right] \cdot \left(Q_{ág} \left[\frac{m^3}{h}\right]\right)^2$$

$$H_{ág,1} = H_{cső,1} + H_{fej,1} = (0,3917 + 1,2742) \cdot \left(Q_{ág} \left[\frac{m^3}{h}\right]\right)^2 = 1,6659 \cdot \left(Q_{ág} \left[\frac{m^3}{h}\right]\right)^2$$

Ha a szivattyú csak 1 ágra dolgozik, a térfogatáram és a szállítómagasság:

$$37 - 0,159 \cdot Q^2 = 1,6659 \cdot Q^2$$

$$Q = \sqrt{\frac{37}{1,6659 + 0,159}} = 4,5 \frac{m^3}{h} \rightarrow H = 1,6659 \cdot 4,5^2 = 33,7m$$

- Hány párhuzamos ágat tud a szivattyú kiszolgálni úgy, hogy a szórófejek legalább 2 bar túlnyomást biztosítsunk a szükséges szórási távolság megtartásához?

A feladat szövegezése egyértelművé teszi, hogy a szórófejek előtti 2 bar túlnyomás biztosításához áganként legalább 4 m³/h térfogatáramot kell szállítani. Legyen az ágak száma n, a térfogatáram pedig n*4 m³/h! Ekkor a munkapont-egyenlet:

$$37 - 0,159 \cdot 16 \cdot n^2 = \frac{1,6659}{n^2} \cdot 16 \cdot n^2$$

$$n = \sqrt{\frac{37 - 1,6659 \cdot 16}{0,159 \cdot 16}} = 2,02 \rightarrow 2$$

A szivattyú két ágat tud a megadott peremfeltételekkel kiszolgálni.

Ellenőrzés:

A szivattyú által szállított térfogatáram:

$$37 - 0,159 \cdot Q^2 = \frac{1,6659}{2^2} \cdot Q^2 \rightarrow Q = \sqrt{\frac{37}{0,159 + \frac{1,6659}{2^2}}} = 8,02 \frac{m^3}{h}$$

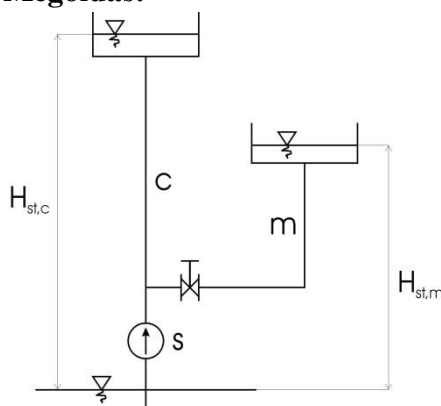
Túlnyomás a szórófej előtt:

$$H_{fej,1} = 1,2742 \left[\frac{h^2}{m^5} \right] \cdot \left(Q_{ág} \left[\frac{m^3}{h} \right] \right)^2 = 1,2742 \cdot 4,01 = 20,49m = 2,05bar$$

7. Szivattyú vezérlési módok

- 7.1. $H [m] = 100 - 0,0025 Q^2$ és az $\eta [\%] = 1,5 Q - 0,0075 Q^2$ jelleggörbékkel rendelkező szivattyú a $H_c [m] = 32,4 + 0,0015 Q^2$ jelleggörbéjű csővezetéken keresztül szállít vizet. (Q mértékegysége: $[dm^3/min]$.) Mekkora a szállított térfogatáram ($130 dm^3/min$), mekkora a szivattyú hajtásához szükséges teljesítmény ($1,799 kW$)? A térfogatáramot fojtással kívánjuk csökkenteni $80 dm^3/min$ -re. Hogyan számítható ebben az állapotban a fojtásos üzem f fajlagos energiaköltsége ($Q' = 80 dm^3/min = 1,333 dm^3/s$; $H(Q') = 84 m$; $P_{be}(Q') = 1,526 kW$; így $f = P_{be}(Q')/Q' = 1,144 kJ/dm^3$)? Számítsa ki és rajzolja meg a fojtással vezérelt rendszer $\eta_{ber}(Q)$ (berendezés hatásfok-térfogatáram) jelleggörbéjét a 0, 40, 80, 120, 130 dm^3/min térfogatáramú pontokban!
- 7.2. A szivattyú, amelynek jelleggörbéjét a $H_s = 70 m - 90000 s^2/m^5 \cdot Q^2$ képlet adja meg a $H_c = 30 m + 100000 s^2/m^5 \cdot Q^2$ jelleggörbéjű fővezetékre dolgozik. Írja fel annak a megcsapoló-vezetéknek a jelleggörbe egyenletét, amelynek megnyitásával a fővezetéken a térfogatáram $480 dm^3/min$ -ra csökken. A megcsapoló-vezeték statikus terhelőmagassága $25 m$. A feladat megoldásához rajzolja fel az elrendezés vázlatát és a jelleggörbék grafikonját közelítő pontossággal $H(Q)$ koordinátarendszerben, de a megoldást analitikus úton számítsa ki!

Megoldás:



Az új térfogatáram: $Q_{új} = 480 \frac{dm^3}{min} = 0,008 \frac{m^3}{s}$.

Tudjuk, hogy a csővezeték jelleggörbéjén rajta lesz az új munkapont, így ki tudjuk számítani a szállítómagasságot a munkapontban:

$$H_c(Q_{új}) = 30 + 10^5 \times 0,008^2 = 36,4 m$$

$$36,4 m = H_s(Q_s) = H_m(Q_m)$$

Mivel a csővezeték és a megkerülő vezeték párhuzamosan van kapcsolva, a szállítómagasság közös, így a szivattyú által szállított térfogatáram:

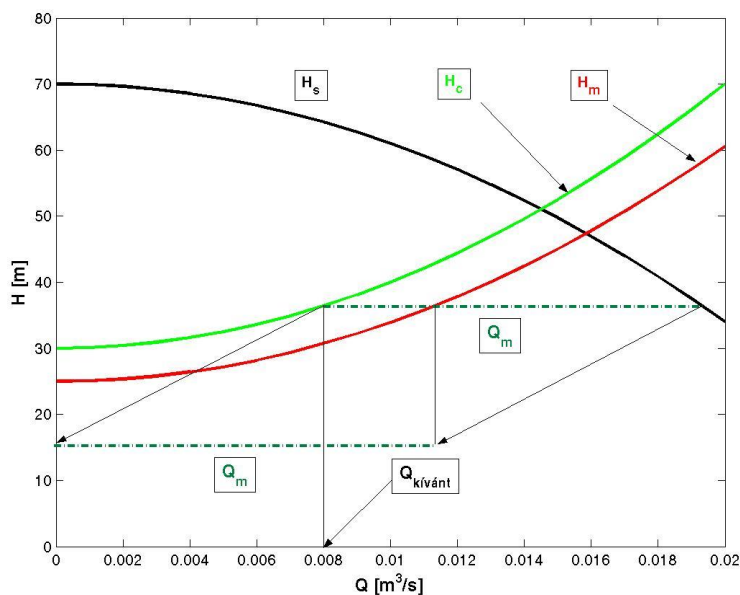
$$36,4 = H_s(Q_s) \rightarrow Q_s = \sqrt{\frac{70 - 36,4}{90000}} = 0,01932 \frac{m^3}{s}$$

A szivattyú által szállított és a 'c' csővezetéken átáramló (kívánt) térfogatáram különbsége az 'm' megcsapolóvezetéken távozik: $Q_m = Q_s - Q_{új} = 0,01132 \frac{m^3}{s}$.

A megcsapolóvezeték jelleggörbéje tehát egy olyan parabola, mely $H_m = H_{st,m} + BQ_m^2$ alakú és áthalad a $(Q_m, H_c) = (0,01132 \frac{m^3}{s}, 36,4 m)$ ponton. Mivel tudjuk, hogy $H_{st,m} = 25 m$, könnyű B értékét meghatározni:

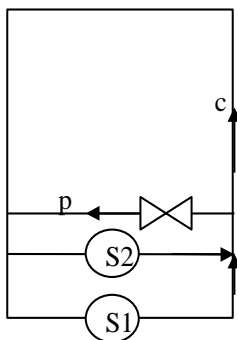
$$B = \frac{H_c - H_{st,m}}{Q_m^2} = \frac{36,4 - 25}{0,01132^2} = 88963 \frac{s^2}{m^5},$$

azaz a megcsapoló vezeték jelleggörbéje $H_m = 25 + 88963Q^2$.



- 7.3.** 1470 /min fordulatszámú szivattyú és a rákapcsolt csővezeték jelleggörbéit képletekkel adjuk meg: $H_{sz} = 45 \text{ [m]} - 2781 \text{ [s}^2/\text{m}^5] Q^2$; $\eta \text{ [%]} = 72 - 14694 (Q - 0,07)^2$, $H_{cs} = 20 \text{ [m]} + 1125 \text{ [s}^2/\text{m}^5] Q^2$. Mekkora a szivattyú térfogatárama és szállítomagassága? ($Q = 0,08 \text{ m}^3/\text{s}$; $H = 27,2 \text{ m}$) Milyen fordulatszámmal kell jártni a szivattyút, hogy az adott csővezetékben $0,05 \text{ m}^3/\text{s}$ térfogatáramot szállítson? (Az affinitás törvénye használható.) (1195 /min). Mennyi lesz a berendezés hatásfoka, ha a kívánt térfogatáramot nyomóoldali fojtással állítjuk be? (39,6 %) Mekkora ekkor fojtás teljesítményvesztése (7,48 kW) és a berendezés fajlagos energiafogyasztása? (565 kJ/kg)
- 7.4.** A $H \text{ [m]} = 100 - 0,0025 Q^2$ és az $\eta \text{ [%]} = 1,5 Q - 0,0075 Q^2$ jelleggörbékkel rendelkező szivattyú a $H_c \text{ [m]} = 32,4 + 0,0015 Q^2$ jelleggörbéjű csővezetéken keresztül szállít vizet (Q mértékegysége dm^3/min). Mekkora a szállított térfogatáram (130 dm^3/min), mekkora a szivattyú hajtásához szükséges teljesítmény (1,799 kW)? A térfogatáramot megkerülő vezetékkel kívánjuk csökkenteni. Rajzolja meg a megkerülő vezeték jelleggörbéjét, amely esetén 80 dm^3/min térfogatáram folyik a megadott jelleggörbéjű csővezetéken. Hogyan számítható ebben az állapotban a megkerülő vezetékes üzem fajlagos f energiaköltsége – nem kell kiszámítani az értékét (a megkerülő vezetékes vezérlés esetén a szivattyú 152,3 dm^3/min térfogatáramot szállít, szállítomagassága 42 m. Ehhez – mivel ekkor a szivattyú hatásfoka 54,5% - 1,919 kW teljesítményre van szükség. Így $f = 1,919 \text{ kW} / 1,333 \text{ dm}^3/\text{s} = 1,439 \text{ kJ} / \text{dm}^3$).

- 7.5. Zárt csővezeték hurkot alkot, melynek egy szakaszán két szivattyú van párhuzamosan beépítve. Az S1 szivattyú jelleggörbéje $H_{s1} = 10 + 10 Q - 1000 Q^2$, az S2 szivattyú, ami üzemszabari tartalék-gép, jelleggörbéje $H_{s2} = 10 - 10000 Q^2$. A csővezeték jelleggörbéje, mivel a statikus szállítómagasság zérus $H_c = 4000 Q^2$ parabola. A szivattyúk közös szívó és közös nyomócsonkját egy próbavezeték is összeköti, amelyben üzemszerűen a tolózár zárva van, Ha tévedésből nem zárják el a tolózárát teljesen, akkor ennek a próbavezetéknek a jelleggörbéje $H_p = 40000 Q^2$. Ez esetben mekkora a térfogatáram a c, illetve a p csővezetékben, ha a) csak az S1 szivattyú jár ($Q = 0,057 \text{ m}^3/\text{s}$) b) csak az S2 szivattyú jár ($Q = 0,028 \text{ m}^3/\text{s}$) c) mindkét szivattyú jár? ($Q = 0,061 \text{ m}^3/\text{s}$) Készítsen pontos és léptékhelyes vázlatot a jelleggörbékről és a választ ennek a grafikonnak alapján adja meg! Q mértékegysége az összes jelleggörbe esetén $[\text{m}^3/\text{s}]$.



- 7.6. 1470/min fordulatszámú szivattyú és a rákapcsolt csővezeték jelleggörbéit képletekkel adjuk meg: $H_{sz} = 45 - 2781[\text{s}^2/\text{m}^5] Q^2$; $\eta [\%] = 72 - 14694 (Q - 0,07)^2$; $H_{cs} = 20 + 1125[\text{s}^2/\text{m}^5] Q^2$. Mekkora a szivattyú térfogatárama és szállítómagassága? ($Q = 0,08 \text{ m}^3/\text{s}$, $H = 27,2 \text{ m}$) Milyen fordulatszámmal kell járatni a szivattyút, hogy az adott csővezetékben $0,05 \text{ m}^3/\text{s}$ térfogatáramot szállítson? (Az affinitás törvénye használható.) ($n = 1205 \text{ 1/min}$) Mennyi lesz a fojtással vezérelt berendezés hatásfoka, ha a kívánt térfogatáramot nyomóoldali fojtással állítjuk be? ($\eta_{ber} = 39,7\%$)
- 7.7. Mennyi vizet szállít a $H_s = 70 - 45000 Q^2$ jelleggörbéjű szivattyú a $H_c = 20 + 20000 Q^2$ jelleggörbéjű csővezetéken ($0,0277 \text{ m}^3/\text{s}$)? A térfogatáramot $0,015 \text{ m}^3/\text{s}$ -ra kell csökkenteni. Ez megtehető fojtással vagy megkerülő (by-pass) vezetékes vezérléssel. Rajzolja meg mindkét megoldás szivattyú – cső - szelep elrendezését. Mekkora a fojtószelepen ébredő hidraulikai teljesítmény veszteség fojtás esetén ($5,2 \text{ kW}$), mekkora ez a veszteség a megkerülő vezetékes vezérlés esetén ($4,0 \text{ kW}$)? A szivattyú teljesítményfelvétele $P_{be} = 9,4 + 240 Q - 50000 Q^3$. Mekkora az f fajlagos energia felhasználás a két esetben ($0,237 \text{ ill. } 0,285 \text{ kWh/m}^3$). A képletekben a mértékegységek: $[\text{m}]$, $[\text{m}^3/\text{s}]$, $[\text{kW}]$.

8. Allievi-elmélet, hirtelen zárás

- 8.1. Egy NA150-es vezetékben víz áramlik $Q = 44 \text{ m}^3/\text{h}$ térfogatárammal, a csővezetékben az alapnyomás 5 bar (relatív), a hullámsebesség 1200 m/s. Számítsa ki a csővezeték elején található szivattyú kiesése esetén (az áramlási sebesség főidőn belül zérusra csökken) kialakuló nyomáshullám amplitúdóját! Fennáll a kavitáció veszélye? Számítsa ki, hogy ugyanezen térfogatáram mellett milyen csőátmérőre van szükség ahhoz, hogy a szivattyú kiesése esetén se essen a csőbéli nyomás a légköri nyomás alá!

Megoldás:

Az Allievi-elmélet szerint:

$$\Delta p = \rho \cdot a \cdot c$$

Az áramlási sebesség a csőben:

$$c = \frac{Q}{A} = \frac{4 \cdot Q}{D^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 44}{0,15^2 \cdot \pi \cdot 3600} = 0,69 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

A nyomáshullám amplitúdó:

$$\Delta p = 1000 \cdot 1200 \cdot 0,69 = 828000 \text{ Pa} = 8,3 \text{ bar}$$

Ebből a legkisebb relatív nyomás a csővezetékben $5 - 8,3 = -3,3 \text{ bar}$ lenne, de ne felejtjük el, hogy ez fizikailag lehetetlen, a csővezetékben -1 bar relatív nyomás jön létre. 0 bar relatív nyomás alatt a víz kavitál. A szükséges csőátmérő a kavitáció elkerüléséhez:

$$\Delta p = \rho \cdot a \cdot c = \rho \cdot a \cdot \frac{4 \cdot Q}{D^2 \cdot \pi} \rightarrow D = \sqrt{\rho \cdot a \cdot \frac{4 \cdot Q}{\Delta p \cdot \pi}} = \sqrt{1000 \cdot 1200 \cdot \frac{4 \cdot 44}{5 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 3600}} = 0,193 \text{ m}$$

NA200-as cső beépítésével a kavitáció főidőn belüli zárás esetén is elkerülhető.

- 8.2. Egy ivóvízvezeték rekonstrukciója során a régi, azbesztcement (AC) vezeték egy szakaszon acélcsőre cserélik. Az AC vezetékben a hullámsebesség 920 m/s, míg az acélcsőben 1200 m/s. Számítsa ki, hogy $0,7 \text{ m/s}$ sebességű áramlás, 7 bar alapnyomás esetén, a csővezeték végét hirtelen (főidőn belül) lezárva mekkora a legnagyobb nyomáscsúcs! (AC: $dp=6,44 \text{ bar}$, $p_{max}=13,44 \text{ bar}$, acélcső: $dp=8,4 \text{ bar}$, $p_{max}=15,4 \text{ bar}$)
- 8.3. 8 km hosszú, vízszintes, NA 200 távvezeték nyílt felszínű medence fölé szállít 3600 l/min vizet. A csősúrlódási tényező $0,018$. Mekkora nyomást kell létrehozni a szivattyúval a cső elején a stacionárius üzem fenntartásához? ($13,13 \text{ bar}$) Időben lineáris sebességcsökkenést feltételezve a főidő hányszorosa alatt szabad elzárni a szivattyú nyomócsőjéhez kapcsolódó tolozárát ahhoz, hogy a nyomás ott ne csökkenjen a légköri nyomás alá ($1,75 \cdot T_f$)? A nyomáshullám 1200 m/s sebességgel terjed. Mekkora a főidő ($T_f = 13,33 \text{ s}$)? Rajzolja meg a sebesség-idő függvény grafikonját!

9. Axiális, radiális irányú, hidraulikai eredetű erő

- 9.1. Számítsa ki, hogy egy 300 mm átmérőjű járókerék bordázott hátlapjának külső felületére mekkora axiális erő hat, ha a járókerék kerülete mentén a nyomás 2,3 bar, a tengelytömítés jó (nem alakul ki résáramlás a járókerék hátlapja mentén) az agyátmérő 50 mm. A járókerék fordulatszáma 1470 /min. A bordázott hátlap mentén a víz átlagos szögsebessége a járókerék szögsebességének 85 %-a. Írja fel a hátlap mentén a nyomáseloszlást a sugár függvényében! Rajzolja meg a járókerék meridián metszetét és rajzolja be a kiszámított erő irányát!

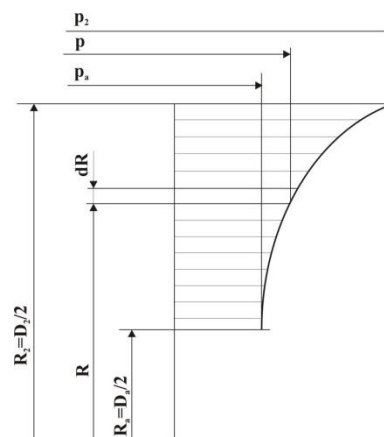
Megoldás

$$\omega_f = 0,85\omega_{jk} = 0,85 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 1470}{60} = 13 \text{ rad/s}$$

$$p_{\text{hátlap}} = \frac{\rho}{2} r^2 \omega_f^2 + K$$

K meghatározható abból, hogy $p_{\text{hátlap}}(r_2) = \frac{\rho}{2} r_2^2 \omega_f^2 + K$

Így a nyomáseloszlás: $p_{\text{hátlap}}(r) = p_2 - \frac{\rho}{2} \omega_f^2 (r_2^2 - r^2)$



A keresett erő pedig:

$$\begin{aligned} F_h &= \int_{r_{agy}}^{r_2} p_{\text{hátlap}}(r) \cdot 2r\pi dr = \int_{r_{agy}}^{r_2} \left(p_2 - \frac{\rho}{2} \omega_f^2 r^2 \right) \cdot 2r\pi dr + \int_{r_{agy}}^{r_2} \frac{\rho}{2} \omega_f^2 r^2 \cdot 2r\pi dr = \\ &= \left(p_2 - \frac{\rho}{2} \omega_f^2 r_2^2 \right) \cdot 2\pi \int_{r_{agy}}^{r_2} r dr + \frac{\rho}{2} \omega_f^2 \cdot 2\pi \int_{r_{agy}}^{r_2} r^3 dr = \\ &= 2\pi \left(p_2 - \frac{\rho}{2} \omega_f^2 r_2^2 \right) \cdot \frac{r_2^2 - r_{agy}^2}{2} + 2\pi \frac{\rho}{2} \omega_f^2 \cdot \frac{r_2^4 - r_{agy}^4}{4} = \\ &= 2\pi \cdot \left(2,3 \cdot 10^5 - \frac{1000}{2} \cdot 13^2 \cdot 0,15^2 \right) \cdot \frac{0,15^2 - 0,025^2}{2} + 2\pi \cdot \frac{1000}{2} \cdot 13^2 \cdot \frac{0,15^4 - 0,025^4}{4} = \\ &= 2538,5 + 6818 = 9356,5 \text{ N} = 9,36 \text{ kN}, \text{ a szívóoldal felé hat} \end{aligned}$$

- 9.2. Számítsa ki, hogy mekkora és milyen irányú radiális erő hat egy $D_2=260 \text{ mm}$ átmérőjű, $b_3=60 \text{ mm}$ külső szélességű **iker-járókerékre**, melynek csigaházában a sarkantyútól számított szög függvényében a kerület menti nyomáseloszlás linearizált közelítése $p(\varphi) = 70000\varphi / (2\pi) \text{ [Pa]}$, midőn a szivattyú térfogatárama $100 \text{ dm}^3/\text{s}$, szemben az optimális $160 \text{ dm}^3/\text{s}$ térfogatárammal. Ennél a részterhelésnél a vizet szállító szivattyú szállítomagassága 16 m , az optimális pontban 14 m , a fordulatszám 970 /min . Mekkora a jellemző fordulatszám? Jó becslés-e, hogy az F_R radiális erő

$$F_R = 0,36 \left[1 - \left(\frac{q}{q_{opt}} \right)^2 \right] D_2 b_3 \rho g H \text{ képlettel közelíthető?}$$

Bronstein: Matematikai zsebkönyv: $\int \varphi \cos \varphi d\varphi = \cos \varphi + \varphi \sin \varphi$

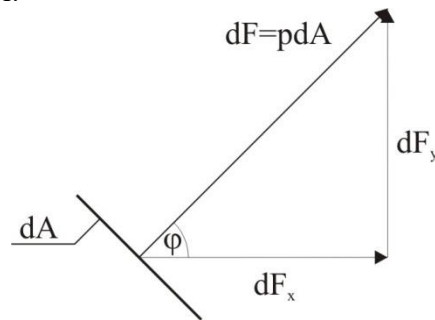
$$\int \varphi \sin \varphi d\varphi = \sin \varphi - \varphi \cos \varphi$$

Megoldás:

A szivattyú jellemző fordulatszáma:

$$n_q = n \frac{q_{opt}^{1/2}}{H_{opt}^{3/4}} = 970 \cdot \frac{0,16^{1/2}}{14^{3/4}} = 53,6$$

Az elemi erő komponensei:



$$F_x = - \int_0^{2\pi} \cos \varphi p(\varphi) dA(\varphi) = - \int_0^{2\pi} \cos \varphi p(\varphi) b_3 \frac{D_2}{2} d\varphi = -b_3 \frac{D_2}{2} \frac{70000}{2\pi} \int_0^{2\pi} \varphi \cos \varphi d\varphi =$$

$$= -b_3 \frac{D_2}{2} \frac{70000}{2\pi} [\cos \varphi + \varphi \sin \varphi]_0^{2\pi} = 0$$

$$F_y = - \int_0^{2\pi} \sin \varphi p(\varphi) dA(\varphi) = -b_3 \frac{D_2}{2} \frac{70000}{2\pi} \int_0^{2\pi} \varphi \sin \varphi d\varphi =$$

$$= -b_3 \frac{D_2}{2} \frac{70000}{2\pi} [\sin \varphi - \varphi \cos \varphi]_0^{2\pi} = b_3 \frac{D_2}{2} \frac{70000}{2\pi} 2\pi = 0,06m * \frac{0,26m}{2} * 70000 \frac{N}{m^2} = 546N$$

A becslés:

$$F_R = 0,36 \left[1 - \left(\frac{q}{q_{opt}} \right)^2 \right] D_2 b_3 \rho g H = 0,36 \cdot \left[1 - \left(\frac{100}{160} \right)^2 \right] \cdot 0,26 \cdot 0,06 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot 16 = 537N$$

Az eltérés kevesebb, mint 2%, azaz a becslés elfogadható.

9.3. Egy 300 mm átmérőjű vizet szállító járókerék kerülete mentén a nyomás 2,3 bar, a tengelytömítés jó (nem alakul ki résáramlás a járókerék hátlapja mentén) az agyátmérő 50 mm. A járókerék fordulatszáma 1470 /min. Írja fel a hátlap melletti térben a nyomás sugár menti változását az alábbi két esetben:

- a járókerék hátlapján radiális bordák vannak, így a hátlap mentén a víz átlagos szögsebessége a járókerék szögsebességének 85 %-a (9.36kN)
- a járókerék hátlapja sima, így a hátlap mentén a víz átlagos szögsebessége a járókerék szögsebességének 50 %-a. (13.58kN)
- Számítsa ki, hogy mennyivel és milyen irányban változik az axiális erő a második esetben az elsőhöz képest! (4.2 kN-nal nő)

10. Kavitáció, szívóképesség, NPSH

- 10.1.** Számítsa ki a 180 m³/h térfogatáramú 23 °C hőmérsékletű vizet szállító egyfokozatú örvényszivattyú megengedhető szívómagasságát, ha a szállítómagasság ennél a térfogatáramnál 30 m, a szivattyú NPSH_r értéke 4,63 m. A szivattyú nyílt medencéből szív, a légnyomás 1023 mbar. A szívócsonk 0,4 m-rel van a járókerék tengelye alatt, a szívócső vesztesége az adott térfogatáramnál a $h_s' = 652 [s^2/m^5] Q^2$ képletből számítható. A telített gőznyomás $p_g = 1,704 + 0,107 (t-15) + 0,004 (t-15)^2$ kPa a $15^\circ \leq t \leq 30^\circ$ tartományban. Mekkora a Thoma-féle kavitációs szám?

Megoldás:

A szivattyú megengedett beépítési magassága:

$$H_{s,meg} = \frac{p_t - p_g(t)}{\rho g} - e_s - NPSH_r - h_s'(Q).$$

A szívócső áramlási vesztesége: $h_s'(Q) = 652 \times 0,05^2 = 1,63 \text{ m}$.

A telített gőznyomás $t = 23^\circ \text{C}$ -on:

$$p_g = 1,704 + 0,107 \times (23 - 15) + 0,004 \times (23 - 15)^2 = 2,816 \text{ kPa}.$$

Így $H_{s,meg} = \frac{102,3 - 2,816}{9,81} - 0,4 - 4,63 - 1,63 = 3,481 \text{ m}$, a Thoma-féle kavitációs szám

$$\text{pedig } \sigma = \frac{NPSH_r(Q)}{H(Q)} = \frac{4,63 \text{ m}}{30 \text{ m}} = 0,154.$$

- 10.2.** Kisnyomású gőzkazánba ($p_{kazán} = p_0$) jelleggörbéivel adott szivattyú szállítja a tápvizet a kondenzátorból ($p_{kond.} = p_g$). A keringetett tömegáram 27 kg/s. A vízszintes egyenes csőszakaszok hossza 10 m, átmérője 100 mm, csősúrlódási tényezője 0,03. A szívócsőbe beépített szerelvények együttes veszteségtényezője 5. A meleg tápvíz sűrűsége 983 kg/m³. Milyen magasra kell elhelyezni a kondenzátort a szivattyú szívócsonkjára fölé, hogy a geodetikus hozzáfolyás a kavitáció mentes üzemet biztosítsa? (9,37 m; *negatív szívómagasság*) Vegye figyelembe a függőleges – a vízszintesével azonos átmérőjű és csősúrlódási tényezőjű – csőszakasz veszteségeit is! Mekkora a Thoma-féle σ kavitációs szám? (0,0334)

$$H [\text{m}] = 82 - 4800 Q [\text{m}^3/\text{s}]^2 \quad NPSH [\text{m}] = 1,6 + 1360 Q [\text{m}^3/\text{s}]^2.$$

- 10.3.** 0,02 m³/s állandó térfogatáramú vizet szállító, vízszintes tengelyű örvényszivattyú laboratóriumi mérése során a 125 mm átmérőjű vízszintes tengelyű szívócsonkra kötött, egyik végén nyitott U-csöves higanyos manométer kitérése Δh . A manométert a szívócsővel összekötő műanyag csőben levegő van, a higany sűrűsége 13600 kg/m³. A légköri nyomás 1 bar, a hideg víz telítési gőznyomása a környezeti hőmérsékleten 2500 Pa. Rajzolja le a mérési elrendezést! A H [m] szállítómagasság és a Δh [mm] manométer-kitérés kapcsolatát a

$$H = 18 \left(1 - e^{-\frac{400 - \Delta h}{4}} \right)$$

összefüggéssel írhatjuk le. Rajzolja meg a $H(\Delta h)$ grafikonját $\Delta h = 20, 300, 380, 385, 390$ mm kitéréseknél számított pontokból. A szállítómagasság 3 %-os csökkenéséhez tartozó mérési pontot tekintve kritikusnak számítsa ki az $NPSH_r$ értékét az adott térfogatáramnál. (4,82 m)

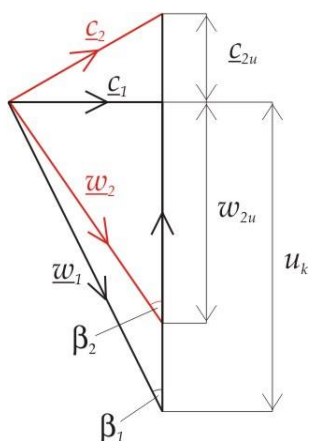
- 10.4.** Határozza meg a szükséges csőátmérőt (0,073 m \rightarrow NA 80 mm), ha a szivattyú olyan zárt tartályból szív 30 dm³/s vizet, amelyben a nyomás a vízfelszín felett 40 kPa. A szívócső egyenértékű hossza 5 m, az adott hőmérsékleten a vízgőz nyomása a határgörbén 2,8 kPa, a csősúrlódási tényező 0,02, a szivattyú szükséges $NPSH_r$ értéke a fenti térfogatáramnál, $NPSH_r = 3,2$ m, és a szívócsonk 3 m mélyen van a szívóoldali vízszint alatt.
- 10.5.** Mekkora a szükséges geodetikus hozzáfolyás, ha a szivattyú olyan tartályból szív, amelyben a folyadék felszíne fölött a folyadék hőmérsékletéhez tartozó telítési gőznyomás uralkodik. (5,252 m) $NPSH_r = 5$ m. A szívócső egyenértékű hossza 6 m, átmérője 150 mm, a csősúrlódási tényező 0,02. A szivattyú 20 dm³/s 920 kg/m³ sűrűségű folyadékmennyiséget szállít. A szívócsonk közepe 200 mm-rel mélyebben van, mint a vízszintes helyzetű szivattyú tengely. Mekkora a Thoma-féle σ kavitációs szám értéke, ha a szállítómagasság 50 m? (0,1)
- 10.6.** Határozza meg a szükséges csőátmérőt (0,165 m \rightarrow NA 200 mm), ha a szivattyú olyan zárt tartályból szív 30 dm³/s vizet, amelyben a nyomás a vízfelszín felett 20 kPa! A szívócső egyenértékű hossza 6 m, az adott hőmérsékleten a vízgőz nyomása a határgörbén 2,5 kPa, a csősúrlódási tényező 0,023, a szivattyú szükséges $NPSH_r$ értéke a fenti térfogatáramnál, $NPSH_r = 3,7$ m, és a szívócsonk 2 m mélyen van a szívóoldali vízfelszín **alatt**.

11. Ventilátorok üzeme

- 11.1.** 1470/min fordulatszámú axiális ventilátor $0,8 \text{ m}^3/\text{s}$ $1,2 \text{ kg}/\text{m}^3$ sűrűségű levegőt szállít. A járókerék külső átmérője 460 mm, az agyátmérő 250 mm. A levegő perdület mentesen lép a járókerékbe. Az abszolút sebesség kerületi komponense a járókerék után $6 \text{ m}/\text{s}$. Rajzolja meg léptékhelyesen a belépő és kilépő sebességi háromszöget a járókerék lapátok legnagyobb sugarán. Mekkora az ideális össznyomásnövekedés a járókerékben? Ebből mennyi a statikus nyomásnövekedés és utóterelő rács alkalmazásával ez az érték mennyivel növelhető? Mennyivel növeli tovább a statikus nyomást a gyűrű keresztmetszetet kétszeresére növelő diffúzor? 84%-os hidraulikai hatásfok esetén mekkora a teljes ventilátor (járókerék + vezetőkerek + diffúzor) nyomásszáma?

Megoldás:

Az '1' index a belépésre, a '2' a kilépésre utal.



A kontinuitás miatt:

$$c_{ax} = \frac{4 \cdot Q}{(D_k^2 - D_a^2) \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 0,8}{(0,46^2 - 0,25^2) \cdot \pi} = 6,83 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Mivel a belépés perdületmentes ($c_{1u}=0$), $c_1=c_{ax}$.

$$u_k = D_k \cdot \pi \cdot n = 0,46 \cdot \pi \cdot \frac{1470}{60} = 35,41 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{ax}}{u_k} = \frac{6,83}{35,41} = 0,193 \rightarrow \beta_1 = 10,9^\circ$$

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{c_{ax}}{u_k - c_{2u}} = \frac{6,83}{35,41 - 6} = 0,232 \rightarrow \beta_2 = 13,1^\circ$$

$$\Delta p_{\bar{o},id} = \rho \cdot u_k \cdot \Delta c_u = 1,2 \cdot 35,41 \cdot 6 = 255 \text{ Pa (Euler-turbinaegyenletből)}$$

Utóterelő ráccsal és diffúzorral a fenti érték nem, viszont a statikus nyomás növelhető a dinamikus nyomás rovására.

$$\Delta p_{stat,id} = \Delta p_{\bar{o},id} - \frac{\rho}{2} \cdot c_2^2 = 255 - \frac{1,2}{2} \cdot (6,83^2 + 6^2) = 205,4 \text{ Pa}$$

A $\frac{\rho}{2} \cdot c_2^2$ dinamikus nyomás $\frac{\rho}{2} \cdot c_{ax}^2$ -re csökkenthető utóterelő ráccsal ideális esetben. A lehetséges statikus nyomásnövelés utóterelő ráccsal (a Pythagoras tételt is felhasználva)

$$\Delta p_{ut} = \frac{\rho}{2} \cdot (c_2^2 - c_{ax}^2) = \frac{\rho}{2} \cdot c_{2u}^2 = \frac{1,2}{2} \cdot 6^2 = 21,6 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{diff} = \frac{\rho}{2} \cdot \left[c_{ax}^2 - \left(\frac{c_{ax}}{2} \right)^2 \right] = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{3}{4} \cdot c_{ax}^2 = \frac{1,2}{2} \cdot \frac{3}{4} \cdot 6,83^2 = 21 \text{ Pa}$$

Itt felhasználtuk a kontinuitást: $c_{ax} \cdot A_{diff,be} = \frac{c_{ax}}{2} \cdot A_{diff,ki}$, mert $A_{diff,ki} = 2 \cdot A_{diff,be}$.

Ellenőrzésképp

$$\Delta p_{\bar{o},id} = \Delta p_{stat,id} + \Delta p_{ut} + \Delta p_{diff} + \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{c_{ax}}{2} \right)^2 = 205,4 + 21,6 + 21 + \frac{1,2}{2} \cdot \left(\frac{6,83}{2} \right)^2 = 255 \text{ Pa,}$$

vagyis az össznyomás-növekedés valóban nem változott.

$$\Delta p_{\bar{o}} = \eta_h \cdot \Delta p_{\bar{o},id} = 0,84 \cdot 255 = 214 \text{ Pa}$$

$$\psi = \frac{\Delta p_{\bar{o},id}}{\frac{\rho}{2} \cdot u_k^2} = \frac{255}{\frac{1,2}{2} \cdot 35,41^2} = 0,339$$

Ez axiális gépekre jellemző érték.

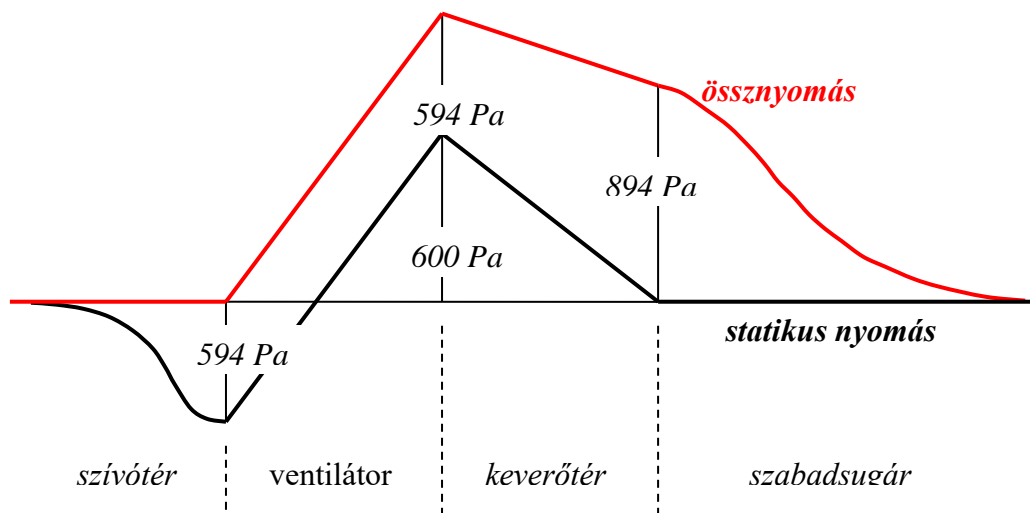
- 11.2.** Terelő nélküli axiális átömlésű ventilátor $2 \text{ m}^3/\text{s}$ $1,2 \text{ kg}/\text{m}^3$ sűrűségű levegőt szállít 120 Pa statikus nyomásnövekedés esetén. Mekkora a 450 mm átmérőjű csőbe beépített

ventilátor által létesítendő össznyomás növelés (215 Pa)? Mekkora a ventilátor hasznos hidraulikai teljesítménye (430 W)? Mekkora a ventilátor hatásfoka, ha a hajtómotor a fenti üzemállapotban 500 W teljesítményt ad le (86%)? A ventilátor fordulatszáma $960/\text{min}$. Mekkora a ventilátor hangteljesítmény szintje (77.8 dB)?

$$L_w = 97 + 10 \{ \lg [Q^* \Delta p_{\delta}^* (1/\eta - 1)] \} + 32 \cdot \lg \{ u_2/a \} \text{ [dB]}.$$

A hangsebesség, mint ismeretes 340 m/s . Rajzolja meg a ventilátorlapát legnagyobb sugarú pontjához tartozó valós sebességi háromszögeket ($u_k = 22,62 \text{ m/s}$; $c_{ax} = 12,58 \text{ m/s}$; $\Delta c_u = 7,92 \text{ m/s}$). A kis átmérőjű járókerékagy axiális sebesség növelő hatásától és a fenti adatokból ki nem számítható forgási- és résveszteségektől eltekinthet.

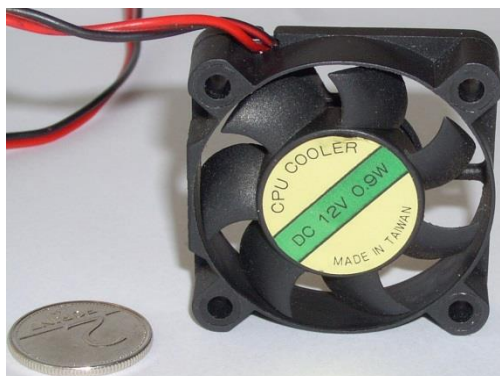
- 11.3.** Takarmányszárító szellőztető padozat egymástól elválasztott egységekre van osztva. A szárító levegő ellátására két azonos, $\Delta p_{\delta} = 1200 - 300 \text{ [Pa}\cdot\text{s}^2/\text{m}^6]$ Q^2 jelleggörbéjű centrifugál ventilátort építettek be. A szellőzőpadozatok $\Delta p_{\delta, \text{pad}} = 900 \text{ [Pa}\cdot\text{s}^2/\text{m}^6]$ Q^2 „jelleggörbével” jellemezhetők. Mekkora a szállított levegő térfogatárama, ha egy padozatot egy ventilátor lát el ($1 \text{ m}^3/\text{s}$)? Két párhuzamosan kapcsolt padozat esetén mindkét ventilátorra szükség van. Mekkora lesz a légáram, ha a két ventilátort sorba kapcsolják ($1,706 \text{ m}^3/\text{s}$), mekkora, ha párhuzamosan kapcsolják ($2 \text{ m}^3/\text{s}$).
- 11.4.** Sípálya hóágyú axiálventilátora légköri nyomású, $1,32 \text{ kg/m}^3$ sűrűségű nyugvó hideg levegőt gyorsít 30 m/s sebességre. A járókerék utáni keverőtérben 4 kg/s vízpermetet gyorsítunk fel nyugalomból a levegővel azonos sebességre. Mennyi a víz impulzusváltozása (120 kgm/s^2), mekkora nyomáskülönbség szükséges ehhez a $0,2 \text{ m}^2$ keresztmetszetű keverőtér két vége között (600 Pa)? Mekkora a ventilátor statikus- és össznyomás növelése, ha a hóágyúból a levegő-vízpermet keverék közvetlenül a légkörbe jut ki? Rajzolja meg a statikus és az össznyomás áramvonal menti változását! (A keverék tömegárama a vízpermet és a levegő tömegáramának összege: $11,92 \text{ kg/s}$. A keverék sebessége 30 m/s a $0,2 \text{ m}^2$ keresztmetszetben, így a keverék térfogatárama $6 \text{ m}^3/\text{s}$, átlagos sűrűsége $1,987 \text{ kg/m}^3$, így a keverék dinamikus nyomása 894 Pa).



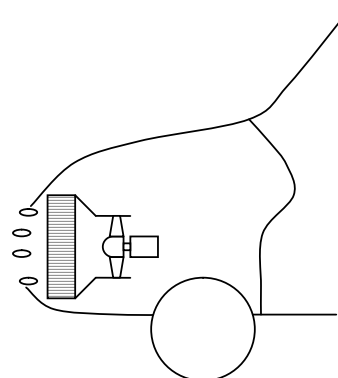
- 11.5.** Mekkora túlnyomás szükséges egy $22 \times 40 \text{ m}^2$ alapterületű teniszsátor kifizetéséhez, ha a sátorponyva tömege 3000 kg ? ($33,4 \text{ Pa}$) A sátor felállítása során a $\Delta p_{\delta} = 70 \text{ Pa}$ - $42 \text{ Pa}\cdot\text{s}^2/\text{m}^6$ Q^2 jelleggörbéjű ventilátor mennyi idő alatt feszíti ki az átlagosan 5 m magas teniszsátort? ($1,54 \text{ óra}$) A ventilátor közvetlenül a szabadból szív és közvetlenül a sátorba fújja az $1,3 \text{ kg/m}^3$ sűrűségű levegőt. A ventilátor nyomócsonkjának keresztmetszete $0,2 \text{ m}^2$. A már felállított, földhöz lerögzített feszes teniszsátorban

mekkora légvesztéséget tud a ventilátor pótolni állandósult állapotban, ha a szellőzőnyílások szabadba nyíló teljes felülete $0,05 \text{ m}^2$? ($0,469 \text{ m}^3/\text{s}$) Mekkora ekkor a túlnyomás a sátorban? (57 Pa)

- 11.6.** Az ábrán látható PC processzor hűtő axiálventilátor kerekének külső átmérője 47 mm , agyátmérője $21,5 \text{ mm}$, fordulatszáma $2740/\text{min}$. A gondos áramlástechnikai tervezés alapján 85% -ra tehető a hidraulikai hatásfok, de a kerék és a ház közötti tág rések miatt a volumetrikus hatásfok csupán 75% . A lapátok be- és kilépő szöge a lapátok középsugarán $\beta_1 = 20^\circ$, ill. $\beta_2 = 40^\circ$. Rajzolja meg ezen adatok alapján a be- és kilépő sebességi háromszöget, számítsa ki a ventilátor által szállított $1,25 \text{ kg/m}^3$ sűrűségű légáramot ($110,4 \text{ l/min}$) és az általa létesített össznyomás-növekedést a tervezési üzemállapotban ($14,53 \text{ Pa}$).



- 11.7.** Autóhűtő névleges felülete $0,12 \text{ m}^2$, áramlási veszteségtényezője $\zeta = 1,2$. A hűtőventilátor jelleggörbe üzemi tartománya a $\Delta p_0 = 147[\text{Pa}] - 300[\text{Pa}\cdot\text{s}^2/\text{m}^6](Q-0,3)^2$ függvénnyel közelíthető. Az $1,1 \text{ kg/m}^3$ sűrűségű meleg levegőt a hűtőn keresztül szívja a ventilátor, melynek járókerék átmérője 310 mm , agyátmérője 140 mm . A ventilátorból a levegő szabadon a motortérbe áramlik és ott lefékeződik, eközben nyomása ismét eléri a p_0 légköri nyomást. Írja fel az álló – közlekedési lámpánál járó motorral várakozó – gépkocsi esetén a Bernoulli-egyenletet a szabadból a hűtőn keresztül a ventilátor előtti pontig és a másik Bernoulli-egyenletet a ventilátor utáni ponttól a motortérig. Ezek és a ventilátor jelleggörbéje alapján határozza meg a légáramot. ($0,7036 \text{ m}^3/\text{s}$) Rajzolja meg léptékhelyesen a statikus, dinamikus és össznyomás változását a gépkocsi előtti ponttól a hűtőn, ventilátoron át a motortérig tartó áramvonal mentén.



- 11.8.** Ventilátor mérőállomáson a szívócső átmérője 200 mm , a nyomócső átmérője 150 mm , a szívócsőbe épített mérőperem szűkítőelem átmérője 140 mm , átfolyási száma $0,58$. Az expanziós szám 1 -nek vehető. Egy üzemállapotban a mérőperemre kapcsolt víztöltésű manométer kitérése 65 mm , a nyomó és szívócsonk közé kapcsolt víztöltésű manométer kitérése 110 mm , a szállított levegő sűrűsége $1,18 \text{ kg/m}^3$. A motor 2 Nm nyomatékkal hajtja a ventilátort, fordulatszáma $2880/\text{min}$. Mennyi a ventilátor statikus és össznyomás növelése, statikus és összhátásfoka ebben az üzemállapotban?

Megoldás:

A térfogatáram ill. a sebességek a szívó- és nyomócsonkban:

$$Q = \alpha \varepsilon \frac{d^2 \pi}{4} \sqrt{\frac{2 \rho_v g \Delta h_{mp}}{\rho_1}} = 0,58 \cdot 1 \cdot \frac{0,14^2 \cdot \pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,065}{1,18}} = 0,294 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$A_s = \frac{D_s^2 \pi}{4} = \frac{0,2^2 \cdot \pi}{4} = 0,03142 m^2$$

$$c_s = \frac{Q}{A_s} = \frac{0,294}{0,03142} = 9,358 m/s$$

$$\frac{\rho}{2} c_s^2 = \frac{1,18}{2} \cdot 9,358^2 = 51,7 Pa$$

$$A_n = \frac{D_n^2 \pi}{4} = \frac{0,15^2 \cdot \pi}{4} = 0,01767 m^2$$

$$c_n = \frac{Q}{A_n} = \frac{0,294}{0,01767} = 16,64 m/s$$

$$\frac{\rho}{2} c_n^2 = \frac{1,18}{2} \cdot 16,64^2 = 163,3 Pa$$

A statikus- és össznyomásnövekedés:

$$\Delta p_{st} = p_n - p_s - \frac{\rho}{2} c_s^2 = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,11 - 51,7 = 1027,4 Pa$$

$$\Delta p_{\dot{o}} = \Delta p_{st} + \frac{\rho}{2} c_n^2 = 1027,4 + 163,3 = 1190,7 Pa$$

A hatásfokok:

$$\eta_{st} = \frac{P_{h,st}}{P_{moth}} = \frac{Q \Delta p_{st}}{M \omega} = \frac{0,294 \cdot 1027,4}{2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 2880 / 60} = 0,5$$

$$\eta_{\dot{o}} = \frac{P_{h,\dot{o}}}{P_{moth}} = \frac{Q \Delta p_{\dot{o}}}{M \omega} = \frac{0,294 \cdot 1190,7}{2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 2880 / 60} = 0,58$$

- 11.9.** Az ábrán látható irodai ventilátor 3 lapátos axiális járókerékének fordulatszáma a legerősebb fokozatban $n_3 = 1160/\text{min}$. A járókerék külső átmérője 360 mm, a kerékagyat eltakaró lemez átmérője 125 mm. A járókeréket mindkét oldalon védő drótháló drótvastagsága $\delta = 0,9$ mm, a drótháló osztása $a = 10,9$ mm, a rombusz alakú hálózemek hegyes szöge $\alpha = 62^\circ$. Mekkora a háló f szabad/teljes keresztmetszet viszonya

$$\text{és miért?} \left(f = 1 - \frac{a \cdot \delta + (a - \delta) \cdot \delta}{a^2 \sin \alpha} \right)$$

$$\text{A háló veszteségtényezője } \zeta = 1,37 \cdot (1 - f) + \left(\frac{1}{f} - 1 \right)^2.$$

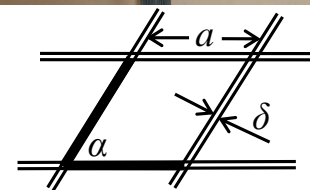
Mekkora a két hálóréteg ζ_2 veszteségtényezője? Mérések

alapján az $1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ sűrűségű levegő sebessége a

közvetlenül a háló után – ahol a légsugár még nem terül

szét – $v = 3,4$ m/s. Rajzolja meg a nyomás változását a

ventilátor forgástengelyével párhuzamos áramvonal mentén! Mekkora a ventilátor által létesített $\Delta p_{\dot{o}}$ össznyomás növekedés és a ventilátor hasznos teljesítménye? A motor névleges teljesítménye 50W. Miért van szükség erre a túlméretezett teljesítményre? Mekkora az össznyomás növekedés az 1. fokozatban, melynek fordulatszáma $n_1 = 813/\text{min}$? Rajzolja meg a belépő és kilépő sebességi háromszöget a 120 mm-es közbülső sugáron, a hidraulikus hatásfok becslést értéke 85%!



Megoldás:

$$f = 1 - \frac{a \cdot \delta + (a - \delta) \cdot \delta}{a^2 \sin \alpha} = 1 - \frac{10,9 \cdot 0,9 + (10) \cdot 0,9}{10,9^2 \sin 62^\circ} = 0,82.$$

Azért kell így számolni, mert minden elemi hálószemnek csak két oldala jelent felületcsökkentést, de az egyik oldal csak a másik dróton kívüli hosszával.

$$\zeta = 1,37 \cdot (1 - f) + \left(\frac{1}{f} - 1\right)^2 = 1,37 \cdot 0,18 + \left(\frac{1}{0,82} - 1\right)^2 = 0,295.$$

Két védőhálóra $\zeta_2 = 2\zeta = 0,590$.

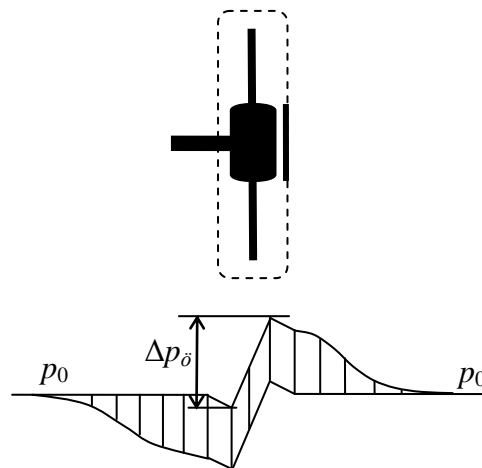
$$\Delta p_{\delta} = p_{\text{din}} + p' = p_{\text{din}} (1 + \zeta_2) = \frac{\rho}{2} v^2 \cdot 1,590 = 0,6 \cdot 3,4^2 \cdot 1,590 = 11,0 \text{ Pa}.$$

$$\text{A gyűrűkeresztmetszet } A = \frac{(D^2 - D_t^2)\pi}{4} = 0,0895 \text{ m}^2$$

Az átlagos légsebesség és a gyűrűkeresztmetszet szorzata a térfogatáram:

$$Q = Av = 0,0895 \cdot 3,4 = 0,304 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}.$$

Innen a hasznos teljesítmény $P_{\text{hasznos}} = Q \cdot \Delta p_{\delta} = 0,304 \cdot 11 = 3,34 \text{ W}.$



Az 50W-os motor a viszonylag nagyméretű, így nagy tehetetlenségi nyomatékú járókerék indításakor vagy olyan esetben indokolt, ha például egy szárítandó törülközőt ráterítenek a védőkosárra, ami lefojtja az axiális ventilátort. Ennek a típusnak a teljesítményfelvétele ilyenkor nő.

Mivel az össznyomás növekedés arányos a térfogatáram négyzetével, a rendszer

$$\text{jelleggörbe affín parabola. Ezért } \Delta p_{\delta,1} = \left(\frac{n_1}{n_3}\right)^2 \Delta p_{\delta} = \left(\frac{813}{1160}\right)^2 \Delta p_{\delta} = 5,4 \text{ Pa}.$$

Sebességi háromszögek:

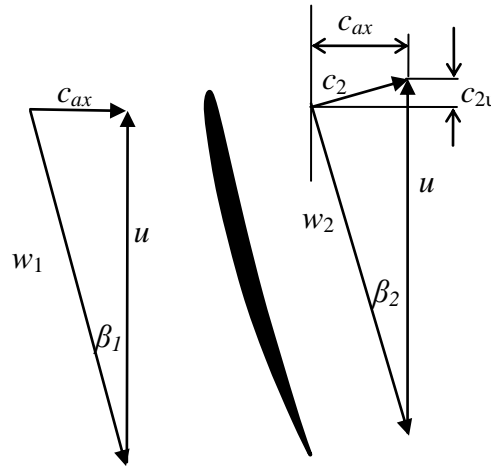
$$u = \frac{D \cdot \pi \cdot n_3}{60} = \frac{0,24 \cdot \pi \cdot 1160}{60} = 14,577 \frac{\text{m}}{\text{s}}; c_{\text{ax}} = v = 3,4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\beta_1 = \arctg \frac{c_{\text{ax}}}{u} = 13,1^\circ$$

Az Euler turbinaegyenletből $c_{2u} = \frac{\Delta p_{\delta}}{\eta_h \rho \cdot u} = 0,740 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, innen $w_{2u} = u - c_{2u} = 13,837 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

, azaz

$\beta_1 = \arctg \frac{c_{ax}}{w_{2u}} = \arctg \frac{3,4}{13,837} = 13,8^\circ$, tehát a lapátok igen kis mértékben görbültek.



12. Volumetrikus elven működő gépek (hidrosztatikus hajtások)

- 12.1. Egy fogaskerék-szivattyú jelleggörbéje $Q[dm^3/min] = 11,93 - 0,0043 \cdot \Delta p[bar]$. 35 bar nyomáskülönbségnél a volumetrikus hatásfok 98,74%. Mekkora az elméleti térfogatáram és a geometriai térfogat, ha a tengely fordulatszáma 80 ford./min? A szivattyú 85%-os összh hatásfoka esetén mekkora a hajtó nyomaték?

Megoldás:

A térfogatáram 35 bar ellennyomásnál:

$$Q = 11,93 - 0,0043 \cdot \Delta p[bar] = 11,93 - 0,0043 \cdot 35 = 11,78 dm^3 / min$$

Ebből az elméleti térfogatáram és a geometriai térfogat:

$$Q_e = \frac{Q}{\eta_v} = \frac{11,78}{0,9874} = 11,93 dm^3 / min$$

$$V_g = \frac{Q_e}{n} = \frac{11,93}{80} = 0,1491 dm^3$$

A szükséges hajtó nyomaték:

$$P_h = Q \Delta p = \frac{11,78}{10^3 \cdot 60} \cdot 35 \cdot 10^5 = 687 W$$

$$P_{\delta} = \frac{P_h}{\eta_{\delta}} = \frac{687}{0,85} = 808 W$$

$$M = \frac{P_{\delta}}{\omega} = \frac{P_{\delta}}{2\pi n} = \frac{808}{2 \cdot \pi \cdot 80 / 60} = 96,5 Nm$$

- 12.2. Hidraulikus munkahenger dugattyú átmérője 50 mm. A 20 mm átmérőjű dugattyúrúdon **függő** 800 kg tömegű terhet 12 m/min sebességgel kell emelni. Mekkora legyen a 92 % volumetrikus hatásfokú, 960/min fordulatszámú fogaskerék-szivattyú geometriai térfogatárama? Mekkora térfogatot szállít a szivattyú egy fordulat alatt? Mekkora a szivattyú által létesítendő túlnyomás és mekkora a szivattyút hajtó motor teljesítménye és tengely nyomatéka? A fogaskerék-szivattyú hatásfoka 74 %. Készítsen vázlatot a fogaskerék-szivattyúról a forgásirány, a szívó- és a nyomócsonk bejelölésével! Mekkora lesz a szivattyú folyadékszállítása, teljesítményfelvétele és nyomatékigénye, ha ugyanezt a terhet emeljük fel, de 1440/min fordulatszámú motorral hajtjuk?

Megoldás:

A fogaskerék szivattyú ábráját lásd az előadásjegyzetben! A fogaskerék-szivattyú geometriai térfogatárama és geometriai térfogata:

$$A = \frac{(D^2 - d^2)\pi}{4} = \frac{(0,05^2 - 0,02^2)\pi}{4} = 1,649 \cdot 10^{-3} m^2$$

$$Q_g = \frac{Q_s}{\eta_v} = \frac{Av}{\eta_v} = \frac{1,649 \cdot 10^{-3} \cdot 0,2}{0,92} = 3,585 \cdot 10^{-4} m^3 / s = 21,5 dm^3 / min$$

$$V_g = \frac{Q_g}{n} = \frac{21,5 dm^3 / min}{960 / min} = 0,0224 dm^3 = 22,4 cm^3$$

A szivattyú által létesítendő nyomás:

$$\Delta p = \frac{mg}{A} = \frac{800 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}{0,001649 \text{ m}^2} = 4759248 \text{ Pa} = 47,6 \text{ bar}$$

A szivattyút hajtó motor teljesítmény és a tengelynyomaték:

$$P_{be,sziv} = P_{h,mot} = \frac{Q_g \eta_v \Delta p}{\eta} = \frac{3,585 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \cdot 0,92 \cdot 4759248 \text{ Pa}}{0,74} = 212 \text{ IW} = 2,12 \text{ kW}$$

$$M_t = \frac{P_{h,motor}}{\omega} = \frac{P_{h,motor}}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{212 \text{ IW}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{960}{60}} = 21,1 \text{ Nm}$$

A szivattyú jellemzői 1440/min fordulatszám mellett:

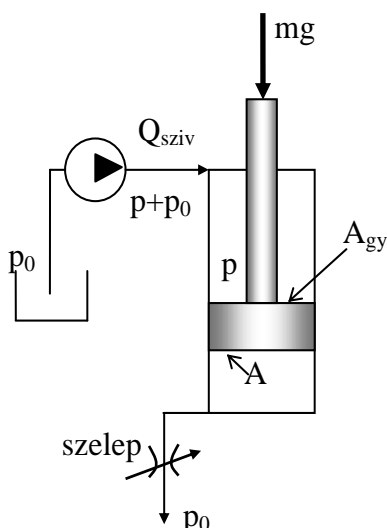
$$\frac{Q'}{Q} = \frac{n'}{n} \rightarrow Q' = Q \cdot \frac{n'}{n} = 21,5 \cdot \frac{1440}{960} = 32,25 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}$$

$$\frac{P'_{be}}{P_{be}} = \frac{n'}{n} \rightarrow P'_{be} = P_{be} \cdot \frac{n'}{n} = 2,12 \cdot \frac{1440}{960} = 3,18 \text{ kW}$$

$$\frac{M'_t}{M_t} \approx \frac{\Delta p'}{\Delta p} \rightarrow M'_t = M_t$$

- 12.3.** Függőleges tengelyű munkahenger dugattyúja 700 kg tömegű terhet tart, amelyet legfeljebb 64 mm/s sebességgel szabad süllyeszteni. A henger belső átmérője 50 mm, a dugattyúrúdé - ezen támaszkodik a súly – 28 mm. A hengert tápláló fogaskerék-szivattyú jelleggörbéje a mérési diagram szerint Q [liter/min] = $8,6 - 0,0467 \Delta p$ [bar]. A dugattyú alól a 970 kg/m^3 sűrűségű hidraulika-olaj fojtószelepen keresztül távozik, amelynek átfolyási tényezője 0,7. Mekkora legyen a fojtószelep maximálisan nyitható keresztmetszete? Mekkora a fogaskerék-szivattyú legnagyobb hasznos teljesítménye?

Megoldás:



A dugattyú felületek:

$$A_{gy} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = 0,001348 \text{ m}^2,$$

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 = 0,001964 \text{ m}^2.$$

Erőegyensúly:

$$\begin{aligned} A(p_0 + \Delta p_{szelep}) &= A_{gy} p + mg = \\ &= A_{gy} (p_0 + \Delta p) + mg + A_d p_0 \end{aligned}$$

Kontinuitás a henger dugattyú fölötti részére

$$Q_{sziv} = A_{gy} v_d = 0,001348 \text{ m}^2 \cdot 0,064 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 5,176 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}$$

Szivattyú

jelleggörbe:

$$\Delta p = \frac{8.6 - Q_{sziv}}{0.0467} = \frac{8.6 - 5.176}{0.0467} = 73.3 \text{ bar} .$$

Kontinuitás a szelepre: $Q_{szelep} = Av_d = 0.001964 \text{ m}^2 \cdot 0.064 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 7.54 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}$.

Bernoulli egyenlet a szelepre: $Q_{szelep} = \mu A_{szelep} \sqrt{\frac{2}{\rho_{olaj}} \Delta p_{szelep}}$.

Az erőegyensúlyból:

$$\Delta p_{szelep} = \frac{A_{gy} \Delta p + mg}{A} = \frac{0.001348 \times 7.33 \cdot 10^6 + 700 \times 9.81}{0.001964} = 85.27 \text{ bar} ,$$

és végül

$$A_{szelep} = \frac{Q_{szelep}}{\mu \sqrt{\frac{2}{\rho_{olaj}} \Delta p_{szelep}}} = \frac{0.0001257}{0.7 \sqrt{\frac{2}{970} \cdot 85.27 \cdot 10^5}} = 1.354 \text{ mm}^2 .$$

A szivattyú hasznos teljesítménye $P_{h,sziv} = Q_{sziv} \Delta p_{sziv} = (8.6 - 0.0467 \Delta p) \Delta p$. A maximum

szükséges feltétele: $\frac{dP_{h,sziv}}{d\Delta p} = 8.6 - 2 \times 0.0467 \Delta p_{opt} \stackrel{!}{=} 0 \rightarrow \Delta p_{opt} = 92.1 \text{ bar}$. Ebben a

pontban $Q_{opt} = 4.3 \frac{\text{l}}{\text{perc}}$, így $P_{h,sziv,max} = 660 \text{ W}$.

- 12.4.** Rajzolja meg egy fogaskerék-szivattyút tartalmazó hidraulikus tápegységgel hajtott, forgó mozgást előállító fogaskerék-motoros hidraulikus hajtás kapcsolási vázlatát párhuzamos fojtással. A vázlaton az elemek szimbólumához írjon megnevezéseket. Mi a kapcsolat a hidromotor tengelynyomatéka és a hasznosított nyomásesés között?
- 12.5.** Ismert $Q(\Delta p)$ jelleggörbájű hidraulikus tápegységgel hidromotort hajtunk. Adott a hidromotor η_{vm} volumetrikus hatásfoka, a hidromotor V_{gm} geometriai folyadéknyelése, a hidromotor η_{om} összhatásfoka. A hidromotor névleges M_m terhelő nyomatéka ismeretében határozza meg a hidromotor tengelyének n_m fordulatszámát. Vázolja fel az elrendezést: olajtartály, tápegység, csővezetékek, hidromotor – tengelyén teherrel.
- 12.6.** Rajzolja meg egy hidraulikus tápegység lényeges elemeinek szimbolikus kapcsolási vázlatát és írja fel a tápegység $Q(\Delta p)$ jelleggörbéjének meghatározásához szükséges egyenleteket (erőegyensúly kontinuitás, Bernoulli-egyenlet), és az egyenletekben szereplő mennyiségeket a nyomáshatároló szelep metszet-rajzán jelölje be!

13. Dugattyús kompresszorok

13.1. Dugattyús kompresszorral 20 °C hőmérsékletű levegőt ($R = 287 \text{ J/kgK}$) komprimálunk 1 bar nyomásról 5 bar nyomásra. Dugattyús kompresszorral 20 °C hőmérsékletű levegőt ($R = 287 \text{ J/kgK}$) komprimálunk 1 bar nyomásról 5 bar nyomásra. A kompresszió során a beszívott levegő a hengerfallal termikus kölcsönhatásban van, (az állapotváltozás nem adiabatikus) így a kompresszió $n = 1,3$ kitevőjű politropikus folyamatként közelíthető. A kompresszor lökettérfogata 50 cm^3 , volumetrikus hatásfoka 98%, tengelyének fordulatszáma $n_t = 740 \text{ 1/min}$. A káros tér a lökettérfogat 6%-a. Mekkora a

- szívóoldali térfogatáram,
- a kompresszió teljesítményigénye és
- nyomóoldali térfogatáram?

Megoldás

A térfogatáramhoz szükséges V_s térfogat:

$$V_s = V_l \left[1 - \frac{V_k}{V_l} \left(\left(\frac{p_n}{p_s} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right) \right] = 50 \left[1 - 0,06 \left(5^{\frac{1}{1,3}} - 1 \right) \right] = 42,65 \text{ cm}^3$$

Ezt beírva a (2) képletbe a **beszívott térfogatáram**:

$$\underline{Q_s} = \eta_v n_t V_s = 0,98 \cdot 740 \cdot 0,04265 = \underline{\underline{30,93 \text{ dm}^3 / \text{min} = 5,155 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}}}$$

A teljesítményigény:

$$\begin{aligned} P_h &= \dot{m} \int \frac{dp}{\rho(p)} = \dot{m} \frac{p_s^{1/n_2-3}}{\rho_s} \int_{p_s}^{p_n} \frac{dp}{p^{1/n_2-3}} = \frac{\dot{m}}{\rho_s} p_s \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_n}{p_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \\ &= Q_s \cdot p_s \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_n}{p_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = Q_s \cdot 10^5 \frac{1,3}{0,3} \left[5^{\frac{0,3}{1,3}} - 1 \right] = 194903 \cdot Q_s. \end{aligned}$$

A gáz sűrűsége a kompresszió során nő, így a **nyomóoldali térfogatáram** kisebb, mint a szívóoldali:

$$\underline{Q_n} = Q_s \frac{\rho_s}{\rho_n} = Q_s \left(\frac{p_s}{p_n} \right)^{\frac{1}{n}} = 30,93 \cdot \left(\frac{1}{5} \right)^{\frac{1}{1,3}} = \underline{\underline{8,968 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}}}$$

A kompresszor tömegárama: $\dot{m} = Q_s \rho_s = 0,037 \text{ kg/min}$.

- 13.2.** Az 13.1 feladat adataival számítsa ki, hogy ha a káros teret a korábbi lökettérfogat 40%-ára növeljük, mekkora lesz a
- szívóoldali térfogatáram és a
 - tömegáram?

Megoldás:

$$\text{Ideális gáz feltételezéssel } \rho_s = \frac{p_s}{RT_s} = \frac{100000}{287 \cdot 293} = 1,189 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 0,001189 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} .$$

A káros térfogatot $V_k = 0,4 \cdot V_l$ értékre növelve az új beszívott térfogat az előző feladat képletéből

$$V'_s = V_l \left(1 - \frac{V'_k}{V_l} \left[\left(\frac{p_n}{p_s} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \right) = 50 \left(1 - 0,4 \left[5^{\frac{1}{1,3}} - 1 \right] \right) = 1,024 \text{cm}^3 ,$$

így az új térfogatáram

$$\underline{Q'_s} = \eta_v n_t V'_s = 0,98 \cdot 740 \cdot 0,001024 = \underline{0,742 \text{dm}^3 / \text{min}} ,$$

illetve a szívóoldali sűrűséggel a tömegáram

$$\underline{\dot{m}} = \rho_s Q'_s = 0,001189 \cdot 0,742 = \underline{8,8 \cdot 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{min}}}$$

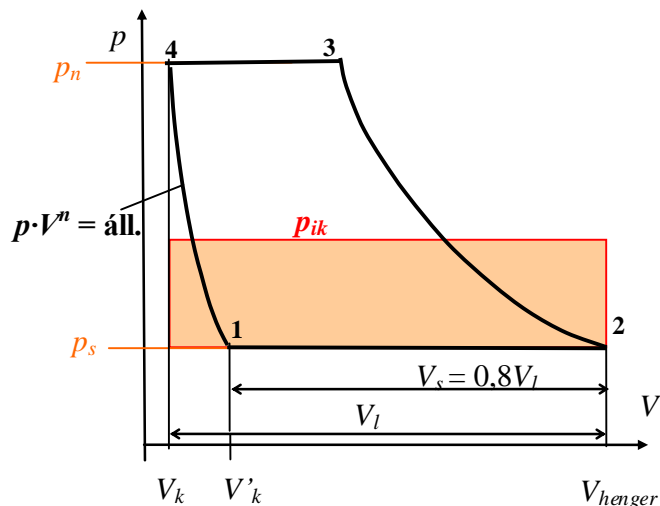
annyira lecsökkent (az eredeti 0,037 kg/min 2,3%-a), hogy a kompresszor szinte használhatatlan. Megjegyezzük, hogy a káros tér térfogat változtatása egy elterjedt vezérlési módszer ezen gépek esetében.

- 13.3.** Az 13.1 feladat adataival számítsa ki, hogy miként változik a kompresszió teljesítményigénye (106,88 W), ha az eredeti folyamatot egy kétfokozatú kompresszorral látjuk el és a $p=2,236$ bar fokozaton a közeget visszahűtjük úgy, hogy a második fokozat hengertérfogata $1/2,236$ -szorosa az elsőnek! A káros tér mérete az egyszerűség érdekében legyen zérus!
- 13.4.** Állapítsuk meg olyan dugattyús kompresszor szükséges fokozatainak számát (4), amellyel 20 °C kezdeti hőmérsékletű nitrogént kell 1 bar nyomásról 100 bar abszolút nyomásra komprimálni, ha a megengedhető hőmérséklet nem haladhatja meg a 140 °C-ot. A nitrogén kétatomos gáz, így fajhő viszonya, hasonlóan a levegőhöz, 1,4. A kompresszió folyamatát tekintsük $n = 1,33$ kitevőjű politróp állapotváltozásnak.
- 13.5.** Számítsuk ki egy olyan egyfokozatú dugattyús kompresszor szállítóteljesítményét és bevezetendő teljesítményét, amelynek dugattyúátmérője $D = 250 \text{mm}$, lökethossza $s = 275 \text{mm}$, a holtter a lökettérfogat $V_k / V_l = 5,4\%$ -a, fordulatszáma $n = 300 \text{ford./min}$. A kompresszor $p_s = 1 \text{bar}$ abszolút nyomású, $t_o = 25^\circ \text{C}$ hőmérsékletű, atmoszférikus levegőt komprimál $p_n = 4 \text{bar}$ abszolút nyomásra. Mind a kompressziót, mind az expanziót leíró politrópa kitevője $n = 1,26$. A kompresszor a káros térben maradt levegő expanziója miatt csak a lökettérfogat 80%-nak megfelelő

légköri nyomású gázt szív be (ezt az arányt szokás szállítási foknak nevezni). Mekkora az indikált középnyomás? A kompresszor összehatásfoka $\eta = 72\%$. Válasszon hajtó motort a kompresszor bevezetett teljesítményének 15% biztonsági tényezővel megnövelt értékéhez!

Megoldás:

Tekintsük a már ismert ábrát!



A lökettérfogat $V_l = \frac{D^2 \pi}{4} s = \frac{0,25^2 \cdot \pi}{4} \cdot 0,275 = 0,0135 \text{ m}^3$.

A káros térfogat $V_k = \frac{V'_k}{V_l} V_l = 0,054 \cdot 0,0135 = 7,29 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$.

A beszívott térfogat $V_s = 0,8 V_l = 0,8 \cdot 0,0135 = 0,0108 \text{ m}^3$.

A pozitív kompresszió munka (bevezetendő technikai munka) a **2-3** vonalon (ld. az előadásvázlatot, az előadásvideót, ill. a fenti ábrát)

$$W_{2-3} = \frac{n}{n-1} p_s V_s \left[\left(\frac{p_n}{p_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{1,26}{1,26-1} \cdot 10^5 \cdot 0,0108 \cdot \left[\left(\frac{4}{1} \right)^{\frac{1,26-1}{1,26}} - 1 \right] = 1733 \text{ J}$$

A káros térben maradt p_n nyomású levegő térfogata az expanzió végén az **1** jelű pontban

$$V'_k = V_k \left(\frac{p_n}{p_s} \right)^{\frac{1}{n}} = 7,29 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{4}{1} \right)^{\frac{1}{1,26}} = 0,00219 \text{ m}^3$$

Ennek a gáztérfogatnak a politropikus expanziója során, a **4-1** szakaszon a gáz végez munkát a dugattyún, ez tehát csökkenti a végzendő munkát

$$W_{4-1} = \frac{n}{n-1} p_s V'_k \left[\left(\frac{p_n}{p_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{1,26}{1,26-1} \cdot 100000 \cdot 0,00219 \cdot \left[\left(\frac{4}{1} \right)^{\frac{1,26-1}{1,26}} - 1 \right] = 351,5 \text{ J}$$

Az egy ciklus alatt végzendő eredő munkamennyiség

$$W = W_{2-3} - W_{4-1} = 1733 - 351,5 = 1381,5 \text{ J}$$

Az egy ciklus alatt végzendő munkát a lökettérfogattal osztva kapjuk az **indikált középnyomást**,

$$\underline{P_{ik}} = \frac{W}{V_l} = \frac{1381}{0,0135} = 102333 \text{ Pa} = \underline{1,02 \text{ bar}}. \text{ Ennek szemléletes jelentése, hogy ha}$$

téglalappá alakítanánk a kompresszor munkaterületét, az ilyen magasan haladna a szivótér p_s nyomása felett, azaz a 2,12 bar nyomásvonalon.

Az indikált teljesítmény

$$P_{ind} = p_{ik} V_s n = 102300 \cdot 0,0135 \cdot \frac{300}{60} = 6907 \text{ W} = W \cdot n = 1381 \cdot \frac{300}{60}.$$

A motorba bevezetendő tengelyteljesítmény $P_{bev} = \frac{P_{ind}}{\eta} = \frac{6907}{0,72} = 9593 \text{ W}.$

A választandó motor névleges teljesítménye

$$P_{mot} = 1,15 \cdot P_{bev} = 1,15 \cdot 9593 = 11030 \text{ W}.$$

Tehát a választandó motor névleges teljesítménye: 11 kW.

- 13.6.** Mekkora az egyszeres működésű dugattyús kompresszor teljesítményszükséglete, ha a beszívásra vonatkozó térfogatáram igény 5,6 m³/h? A lökethossz és a hengerátmérő aránya: $s/d = 0,85$. A káróstér nagysága elhanyagolható. A hajtómű fordulatszáma 300 ford/min. A kompresszor szállítási foka 0,8. Rajzolja le méretarányos vázlatban a kompresszor munkaterét! A kompresszor a széndioxidot 20 bar-ról 70 bar-ra (abszolút nyomások) nyomja össze. A kezdeti hőmérséklet 15°C. A kompresszor hatásfokát izotermikus sűrítés esetén 65 %-ra becsüljük. Mekkora a valóságos kompresszió véghőmérséklete, ha a politróp kitevő értéke $n = 1,25$?

Megoldás

A 13.5 feladatban megismertük a szállítási fok fogalmát, így a beszívott nitrogén térfogatot, illetve térfogatáram számítási képletét fel tudjuk írni.

A beszívott széndioxidgáz térfogata

$$V_s = 0,8V_l = 0,8 \frac{d^2 \pi}{4} s = 0,8 \frac{d^2 \pi}{4} \left(\frac{s}{d} \right) d = 0,8 \frac{\pi}{4} (0,85) d^3 = 0,534 d^3.$$

A térfogatáram igény ismert,

$$\dot{V}_s = V_s n = 0,534 d^3 \cdot \frac{300}{60} = 2,67 \frac{1}{s} \cdot d^3 = \frac{5,6 \text{ m}^3 / \text{h}}{3600 \text{ s} / \text{h}} = 0,001575 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}.$$

Innen a hengerátmérő:

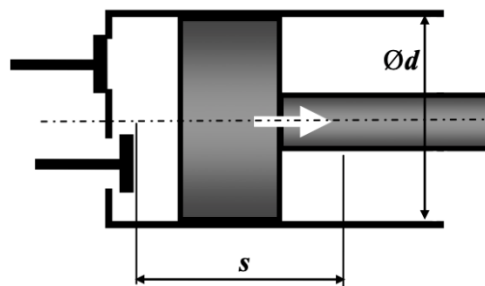
$$d = \sqrt[3]{\frac{0,001575 \text{ m}^3 / \text{s}}{2,67 / \text{s}}} = 84 \text{ mm}$$

A lökethossz:

$$s = \frac{s}{d} d = 0,85 d = 0,071 \text{ m} = \underline{71 \text{ mm}}.$$

A beszívott, 20bar széndioxid térfogata

$$V_s = \lambda V_l = \lambda \frac{d^2 \pi}{4} s = 0,8 \cdot \frac{0,084^2 \cdot \pi}{4} \cdot 0,071 = 3,15 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$



Az izotermikus hasznos munka (ld. a félév elején!)

$$W_{iz} = p_s V_s \ln\left(\frac{p_n}{p_s}\right) = 20 \cdot 10^5 \cdot 3,15 \cdot 10^{-4} \cdot \ln\left(\frac{70}{20}\right) = 789,2 J .$$

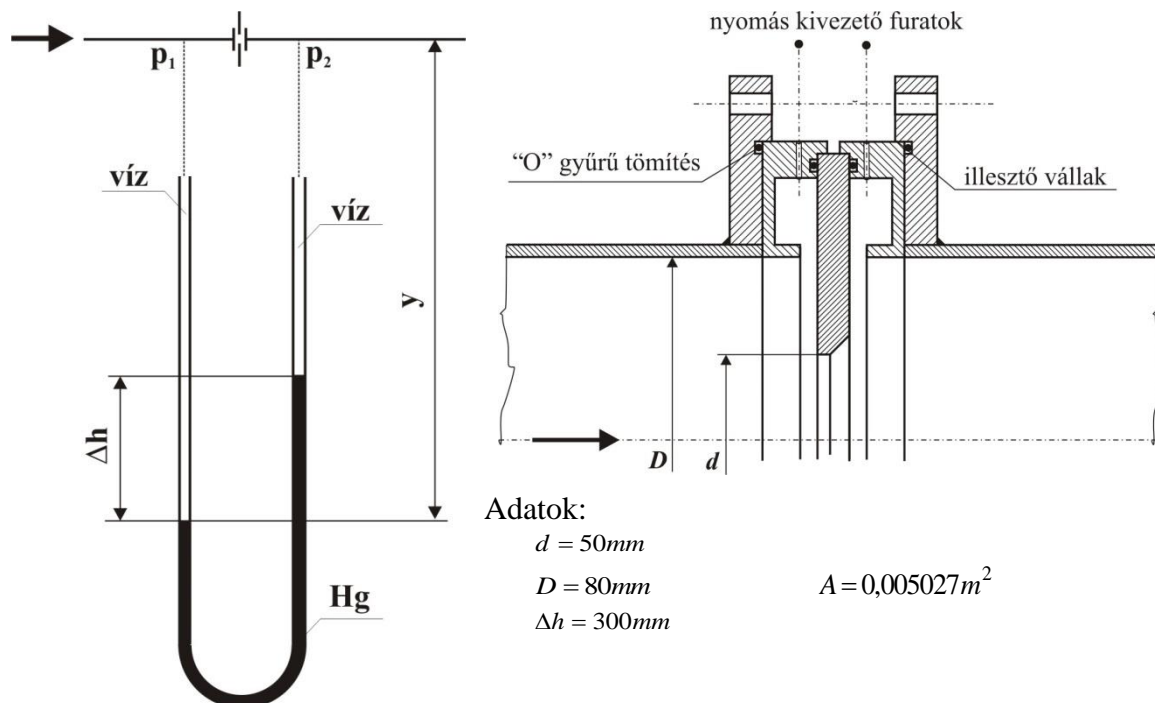
A valódi teljesítmény: $\underline{P} = \frac{W_{iz} n}{\eta} = \frac{779,2 J \cdot 5 \frac{1}{s}}{0,65} = 6071 W = \underline{\underline{6,1 kW}} .$

A széndioxid többatomos gáz, így fajhőviszonya 1,3, kisebb, mint a levegőé, ennek megfelelően a politropikus kitevő is kisebb, mint az előző feladatokban volt.

$$\underline{\underline{T_3}} = T_2 \left(\frac{p_n}{p_s}\right)^{\frac{n-1}{n}} = (273+15) \cdot \left(\frac{70}{20}\right)^{\frac{1,25-1}{1,25}} = \underline{\underline{370,0 K = 97^\circ C}}$$

14. Mérésekhez kapcsolódó feladatok

14.1. Számítsa ki az ábrán látható elrendezés esetén a térfogatáramot!



Megoldás

Az átmérőviszony: $\beta = \frac{d}{D} = \frac{50}{80} = 0,625$

Manométer egyensúlyi egyenlet: $p_1 + \rho_v g y = p_2 + \rho_v g (y - \Delta h) + \rho_{Hg} g \Delta h$
 $\Delta p = p_1 - p_2 = (\rho_{Hg} - \rho_v) g \Delta h = (13600 - 1000) \cdot 9,81 \cdot 0,3 = 37082\text{Pa}$

Az α átfolyási szám: $\alpha = CE$, ahol E a belépési sebességtényező: $E = \frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}} = \frac{1}{\sqrt{1 - 0,625^4}} = 1,0863$

C – sebességi tényező a Stolz-féle egyenlettel számítandó:

$$C = 0,5959 + 0,0312 \cdot \beta^{2,1} - 0,184 \cdot \beta^8 + 0,0029 \cdot \beta^{2,5} \cdot \left(\frac{10^6}{\text{Re}_D} \right)^{0,75}, \text{ ahol } \text{Re}_D = \frac{v_1 D}{\nu}$$

v_1 – a mérőperem előtti átlagsebesség a csőben

ν – az áramló közeg kinematikai viszkozitása $\nu_{\text{víz}} = 1,1 \cdot 10^{-6} \text{m}^2 / \text{s}$

Mint látható, a sebességi tényező kiszámításához szükséges a Reynolds szám, amihez a sebesség ill. a térfogatáram kell, ezt nyilván nem tudjuk. Így a számítást iteratív módon oldjuk meg, azaz egy kezdeti „felvett” sebességből kiindulva kiszámítunk egy új sebességet és ezt addig folytatjuk, míg a régi és új sebesség eltérése a megengedett tűrésen belül nem lesz.

1. lépés: legyen $v_1 = 2\text{m/s}$ az induláshoz felvett becsült átlagsebesség, így

$$\text{Re}_D = \frac{v_1 D}{\nu} = \frac{2 \cdot 0,08}{1,1 \cdot 10^{-6}} = 145455$$

$$\beta^{2,1} = 0,3727; \beta^8 = 0,0233; \beta^{2,5} = 0,3088$$

$$C = 0,5959 + 0,0312 \cdot \beta^{2,1} - 0,184 \cdot \beta^8 + 0,0029 \cdot \beta^{2,5} \cdot \left(\frac{10^6}{\text{Re}_D} \right)^{0,75} =$$

$$= 0,5959 + 0,0312 \cdot 0,3727 - 0,184 \cdot 0,0233 + 0,0029 \cdot 0,3088 \cdot \left(\frac{10^6}{145455} \right)^{0,75} =$$

$$= 0,6032 + \frac{28,319}{145455^{0,75}} = 0,6070$$

$$\alpha = CE = 0,6070 \cdot 1,0863 = 0,6594$$

Összenyomhatatlan közegeknél $\varepsilon = 1$

$$q = \alpha \varepsilon \frac{d^2 \pi}{4} \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho_1}} = 0,6594 \cdot 1 \cdot \frac{0,05^2 \cdot \pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 37082}{1000}} = 0,6594 \cdot 0,01691 = 0,01115 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Az új sebesség:

$$v_{szám1} = \frac{q}{A} = \frac{0,01115}{0,005027} = 2,218 \text{ m/s}$$

A régi és az új sebesség eltérése:

$$h_v = \left| \frac{v_{becs} - v_{szám1}}{v_{szám1}} \right| = \left| \frac{2 - 2,218}{2,218} \right| = 0,09839 = 9,84\% : \text{ a hiba nagyobb, mint a}$$

megengedett hibahatár (0.1%), újabb iteráció kezdődik!

2. lépés: legyen $v_1 = v_{szám1} = 2,218$, ekkor

$$\text{Re}_D = \frac{v_1 D}{\nu} = \frac{2,218 \cdot 0,08}{1,1 \cdot 10^{-6}} = 161309$$

$$C = 0,6032 + \frac{28,319}{161309^{0,75}} = 0,6067$$

$$\alpha = CE = 0,6067 \cdot 1,0863 = 0,6591$$

$$q = 0,6591 \cdot 0,01691 = 0,011145 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$v_{szám2} = \frac{q}{A} = \frac{0,011145}{0,005027} = 2,217 \text{ m/s}$$

$$h_v = \left| \frac{v_{szám1} - v_{szám2}}{v_{szám2}} \right| = \left| \frac{2,218 - 2,217}{2,217} \right| = 0,00045 = 0,045\% \quad \text{ez már megfelelően pontos.}$$

14.2. Mérési hibabecslés példa.

Csavarszivattyú mérés adatai:

$$p_n = 50 \text{ bar} \quad p_n \text{ a nyomócsonk közelében mért nyomás}$$

$$q = 14,5 \text{ dm}^3 / \text{min} = 2,417 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$P_h = q \Delta p = 2,417 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s} \cdot 50 \cdot 10^5 \text{ Pa} = 1209 \text{ W} \quad \Delta p \text{ a nyomáskülönbség}$$

A hasznos teljesítmény szórása:

$$\sigma_{P_h}^2 = \left(\frac{\partial P_h}{\partial q} \right)^2 \sigma_q^2 + \left(\frac{\partial P_h}{\partial \Delta p} \right)^2 \sigma_{\Delta p}^2, \text{ ahol } \frac{\partial P_h}{\partial q} = \Delta p \text{ és } \frac{\partial P_h}{\partial \Delta p} = q, \text{ így}$$

$$\sigma_{P_h}^2 = (\Delta p)^2 \sigma_q^2 + q^2 \sigma_{\Delta p}^2 \quad (* \text{ megjegyzés a feladat végén})$$

$$E_q \leq 2 \sigma_q$$

$$e_q = 0,003 = \frac{E_q}{q} \text{ a köbözés } 0,3 \text{ \%-os relatív hibájával számolva}$$

$$\sigma_q \geq \frac{E_q}{2} = \frac{0,003 \cdot q}{2} = \frac{0,003 \cdot 2,417 \cdot 10^{-4}}{2} = 3,626 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3/\text{s} \text{ és } \sigma_q^2 = 1,314 \cdot 10^{-13} \text{ m}^6/\text{s}^2$$

$$e_{\Delta p} = 0,02 = \frac{E_{\Delta p}}{\Delta p} \text{ a dobozos manométer } 2 \text{ \%-os relatív hibájával számolva}$$

$$\sigma_{\Delta p} \geq \frac{E_{\Delta p}}{2} = \frac{0,02 \cdot \Delta p}{2} = \frac{0,02 \cdot 50 \cdot 10^5}{2} = 5 \cdot 10^4 \text{ Pa} \text{ és } \sigma_{\Delta p}^2 = 2,5 \cdot 10^9 \text{ Pa}^2$$

$$\begin{aligned} \sigma_{P_h}^2 &= (\Delta p)^2 \sigma_q^2 + q^2 \sigma_{\Delta p}^2 = (50 \cdot 10^5 \text{ Pa})^2 \cdot 1,314 \cdot 10^{-13} \text{ m}^6/\text{s}^2 + (2,417 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s})^2 \cdot 2,5 \cdot 10^9 \text{ Pa}^2 = \\ &= 3,29 \text{ W}^2 + 146,05 \text{ W}^2 = 149,34 \text{ W}^2 \end{aligned}$$

$$\sigma_{P_h} = 12,22 \text{ W}$$

A hasznos teljesítmény abszolút hibája: $E_{P_h} \leq 2\sigma_{P_h} = 2 \cdot 12,22 = 24,44 \text{ W}$

A hasznos teljesítmény relatív hibája: $\frac{E_{P_h}}{P_h} = \frac{24,44 \text{ W}}{1209 \text{ W}} = 0,0202 \approx 2\%$

* amennyiben a függvény csak szorzásokat és osztásokat tartalmaz, úgy az alábbi egyszerűbb alak is használható

$$\frac{\sigma_{P_h}^2}{P_h^2} = \frac{\Delta p^2 \sigma_q^2 + q^2 \sigma_{\Delta p}^2}{(q\Delta p)^2} = \left(\frac{\sigma_q}{q}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{\Delta p}}{\Delta p}\right)^2 = \left(\frac{E_q}{2q}\right)^2 + \left(\frac{E_{\Delta p}}{2\Delta p}\right)^2 = \left(\frac{e_q}{2}\right)^2 + \left(\frac{e_{\Delta p}}{2}\right)^2 = 0,0015^2 + 0,01^2 = 0,00010225$$

$$\frac{\sigma_{P_h}}{P_h} = 0,01011$$

$$\sigma_{P_h} = 12,225 \text{ W}$$

$$E_{P_h} = 24,45 \text{ W}$$

15. Elméleti mintakérdések

- 15.1.** Milyen módszereket ismer radiális átömlésű öntött járókerekek névleges üzemi pontjának forgácsoló megmunkálással történő beállítására? Vázlattal és rövid szöveges magyarázattal ismertesse ezen módszerek lényegét! *(1. előadásjegyzet 11. fejezet)*
- 15.2.** Rajzoljon stabilis és labilis jelleggörbe ággal rendelkező szivattyú jelleggörbét! Rajzoljon olyan csővezeték jelleggörbét, amely a szivattyúval labilis üzemet eredményez és magyarázza meg az üzem labilitásának okát! Rajzoljon olyan csővezeték jelleggörbét, amelyik a szivattyú jelleggörbe „labilis” ágán stabilis munkapontot eredményez! Mi az üzem stabilitásának feltétele? *(1. előadásjegyzet 9.1 fejezet)*
- 15.3.** Hasonlítsa össze kis, közepes és nagy jellemző fordulatszámú szivattyúk szállítómagasság, teljesítményfelvétel és hatásfok diagramjainak alakját az optimális pont adataival dimenziótlanított fajlagos mennyiségek koordinátarendszerében. Milyen következtetések vonhatók le a diagramokból?
- 15.4.** Definiálja ventilátorok statikus és össznyomás növekedését! Vázlaton mutassa meg az össznyomás komponenseinek változását egy egyfokozatú, terelőrác nélküli, a kilépésnél a járókerék után diffúzorral ellátott axiális átömlésű ventilátor esetén egy közepes áramvonalon!
- 15.5.** Ismertesse az örvénygépek elméleti és valós jelleggörbéjét hátrahajló ($\beta_2 < 90^\circ$) lapátozás esetén H-Q diagram segítségével! Indokolja az eltérések fizikai okait, azaz a veszteségforrásokat és azok változását a térfogatáram függvényében!
- 15.6.** Ismertesse a légszállító gépek osztályozását a kompresszió-viszony függvényében! Melyek a fő különbségek az egyes géptípusok között?
- 15.7.** Rajzoljon előrehajló, normális és hátrahajló lapátozású centrifugális járókereket és ábra segítségével ismertesse az elméleti jelleggörbéjüket (levezetés nem szükséges)!
- 15.8.** Ismertesse az örvényelven működő és a volumetrikus gépek közötti fő különbségeket! (Jellemző fordulatszám, Q- Δp kapcsolat). Ismertessen néhány (legalább 2) volumetrikus géptípust!
- 15.9.** Rajolja fel egy centrifugálszivattyú forgó járókerékének hátlapján kialakuló nyomáseloszlást jellegre helyesen! Adja meg a nyomáseloszlás egyenletét és a nyomáseloszlásból származó axiális erőkomponens kiszámításának alapösszefüggését (a végképlet nem kell)! Definiálja a képletben szereplő mennyiségeket!
- 15.10.** Milyen veszteségtípusok jelentkeznek egy szivattyúban? Ismertesse az egyes veszteségek fizikai okát, keletkezési helyét. Válaszát teljesítményszalag segítségével szemléltesse!
- 15.11.** Egy örvényszivattyú szállítása az utóbbi időben drasztikusan lecsökkent (az optimális – tervezési - térfogatáram alig 20%-ára) és a gép zaj- és rezgésszintje ezzel egyidejűleg jelentősen megnőtt (különösen a csapágyak közelében). A szivattyú egy kondenzációs tartályból szállít, a gép maga 3 m-rel a tartálybeli vízszint felett helyezkedik el. A

szivattyúzott közeg meleg (70°C -os) víz. Mi lehet a meghibásodás oka? A választ indokolja!

- 15.12.** Mutassa meg a T-s diagramban bejelölt területek alapján egy politróp kompresszió hatásfokának számítását!
- 15.13.** Rajzolja meg a tömegegységre felírt Bernoulli entalpia és a térfogatáram változását egy szivattyú szívó és nyomócsönkjé között (szívótér – járókerék – nyomótér jelölésével)!
- 15.14.** Egy szivattyúzási feladat tervezési alapadatai: szállítómagasság 10 m , a szállítandó víz térfogatárama $24\text{ m}^3/\text{h}$. Adja meg a feladat ellátására alkalmas $1440\text{ ford}/\text{min}$ fordulatszámú szivattyú típusát!
- 15.15.** Örvényszivattyú $45\text{ m}^3/\text{h}$ vízmennyiséget szállít egy 200 mm -es, $5,3\text{ km}$ hosszú csővezetékben, melyben az alapnyomás 4 bar túlnyomás. A szivattyú áramszünet miatt 2 s alatt leáll. Adjon becslést a kialakuló nyomásdepresszió értékére abszolút nyomásban! A nyomáshullám terjedési sebessége $1100\text{ m}/\text{s}$. Javasoljon két különböző védekezési módszert!
- 15.16.** Egy vizet szállító, vízszintes, 200 m hosszú, 300 mm átmérőjű és $l=0,018$ -as csősúrlódási tényezőjű csővezeték felénél (100 m) egy olyan elvételi pont található, mely a (mindenkori) térfogatáram felét fogyasztja. Írja fel a csővezeték jelleggörbáját $H[m]=B(Q[\text{m}^3/\text{h}])^2$ alakban!
- 15.17.** Egy vizet szállító szivattyú $H=40\text{ m}$, $Q=20\text{ m}^3/\text{h}$ munkapontban dolgozik egy keringető csővezetékrendszerre (melynek statikus szállítómagassága zérus). A gépet hajtó villamos motor fordulatszámát megkétszerezik. Adjon becslést az új motor szükséges teljesítményére!
- 15.18.** Egy mélytengeri olajkitermelésben alkalmazott víz visszatáplálási feladat során $130\text{ liter}/\text{s}$ térfogatáramot kell szállítanunk 400 bar nyomáskülönbség mellett. A szivattyút hajtó villanymotor fordulatszáma $1500/\text{min}$, a visszanyomott víz sűrűsége $1016\text{ kg}/\text{m}^3$. Javasoljon szivattyútípust és indokolja a választását!
- 15.19.** Egy $3,8\text{ km}$ hosszú ivóvíz távvezetékben a hullámsebesség $800\text{ m}/\text{s}$, az áramlási sebesség $1,2\text{ m}/\text{s}$, az állandósult állapotbeli alapnyomás 5 bar túlnyomás. Sebességben lineáris zárást feltételezve mennyi idő alatt zárható el a vezeték elején található tolózár, hogy a nyomás ne csökkenjen légköri nyomás alá?
- 15.20.** Írja fel egy radiális átömlésű szivattyú járókerék hátlapjára ható axiális erő számításához a hátlap menti nyomásváltozás egyenletét feltételezve, hogy a hátlap és a ház közötti térben a folyadék átlagos szögsebességét, ω_f -et, továbbá a geometriai méreteket és a járókerék által létesített nyomást ismeri.
- 15.21.** Sorolja fel a radiális átömlésű egy vagy többfokozatú örvényszivattyúk axiális erő csökkentési, tehermentesítési módjait és röviden magyarázza el, hogy milyen elven alapulnak ezek a módszerek.