1. Egy Roots-fúvó munkadugattyújának átmérője 40 *cm*, hossza 12 *cm*, keresztmetszete 882 cm^2. Határozzuk meg a fúvó szállítóteljesítményét a névleges nyomáson, ha a névleges fordulatszám 1200 *ford/min*! Mekkora a fúvó teljesítményszükséglete, ha a szállítási nyomás névleges értéke 1,8 bar? A fúvó volumetrikus hatásfokát 90 %-ra lehet becsülni. A környezeti állapotú levegő 1 *bar* nyomású és 16 ^oC hőmérsékletű

Megoldás

A fúvó beszívási térfogatárama:

$$V_o = 2 \cdot \frac{n}{60} \cdot \left(\frac{d^2 \cdot \pi}{4} - A_d \right) \cdot b \cdot \eta_v = 2 \cdot \frac{1200}{60} \cdot \left(\frac{0{,}4^2 \cdot \pi}{4} - 882 \cdot 10^{-4} \right) \cdot 0{,}12 \cdot 0{,}9 = 0{,}162 \quad \left(\frac{m^3}{s} \right) = 162 \quad \left(\frac{l}{s} \right)$$

Mivel a fúvóban kompresszió nincs (azt a nyomó oldalról visszaáramló közeg végzi), a hőmérsékletemelkedés elhanyagolható. Így a névleges nyomásra számított szállító teljesítmény:

$$\dot{V}_{ny} \approx \frac{p_{sz} \cdot V_o}{p_{ny}} = \frac{1}{1{,}8} \cdot 162 = 90 \quad \left(\frac{l}{s} \right)$$

$$P = V_o \cdot \left(p_{ny} - p_{sz} \right) = 0{,}162 \cdot (1{,}8 - 1) \cdot 10^5 = 12960 \quad (W)$$

☺ ☺ ☺ ☺ ☺ ☺

2. Igazolja, hogy a dugattyús kompresszorok mennyiségi foka a $\lambda = \frac{V_h}{V_l} = 1 - \frac{V_k}{V_l} \cdot \left(\left(\frac{p_{ny}}{p_{sz}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right)$ összefüggéssel határozható meg?

Megoldás

A káros térben maradt sűrített közeg expanziójára vonatkoztatva:

$V_k^n \cdot p_2 = \left(V_l + V_k - V_h \right)^n \cdot p_1$. Az egyenletből fejezzük ki a hasznos térfogatot:

$V_h = V_l + V_k - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} \cdot V_k$. A káros tér térfogatát kiemelve és mindkét oldalt elosztva a lökettérfogattal: $\frac{V_h}{V_l} = \lambda = 1 + \frac{V_k}{V_l} \cdot \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} \right) = 1 - \frac{V_k}{V_l} \cdot \left(\varepsilon^{\left(\frac{1}{n} \right)} - 1 \right)$

☺ ☺ ☺ ☺ ☺ ☺

3. Egy dugattyús kompresszor dugattyúja a felső holtponti helyzetben 3 *mm* távolságban van a hengerfedéltől. A lökethossz 70 *mm*. Elméletileg mekkora legnagyobb nyomásviszony mellett képes levegőt szállítani a kompresszor, ha működése közel izotermikus?

Megoldás

A nyomásviszony elméleti felső korlátjánál a mennyiségi fok éppen zérus.

$$\lambda = \frac{V_h}{V_l} = 1 - \frac{V_k}{V_l} \cdot \left(\left(\frac{p_{ny}}{p_{sz}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right) = 0 \text{. Ebből } \left(\frac{1}{\left(\frac{V_k}{V_l} \right)} + 1 \right)^n = \varepsilon$$

Mivel a kompresszor izotermikus, ezért n=1.

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(\frac{3}{70} \right)} + 1 = 24{,}3$$

☺ ☺ ☺ ☺ ☺ ☺

4. Bizonyítsa be, hogy az ún. politropikus fajhő a következő összefüggéssel számítható ki: $c_n = c_v \cdot \frac{n\text{-}\kappa}{n\text{-}1} \quad \left(\frac{J}{kg \cdot K} \right)$?

Megoldás

A termodinamika első főtételéből kiindulva:

$$q = \Delta u + w_{fizikai} = c_v \cdot \Delta T + \frac{1}{1-n} \cdot R \cdot \Delta T = \left(c_v + \frac{c_p - c_v}{1-n} \right) \cdot \Delta T$$

A zárójelben lévő kifejezés a politropikus fajhő, mely az alábbi azonos átalakításokkal a megadott alakra hozható:

$$c_n = \left(c_v + \frac{c_p - c_v}{1-n} \right) = \frac{c_v \cdot (1-n) + c_p - c_v}{1-n} = \frac{c_v - n \cdot c_v + c_p - c_v}{1-n} = \frac{-n \cdot c_v + \kappa \cdot c_v}{1-n} = c_v \cdot \frac{\kappa - n}{1-n}$$

$$c_n = c_v \cdot \frac{n\text{-}\kappa}{n\text{-}1} \quad \left(\frac{J}{kg \cdot K} \right)$$

☺ ☺ ☺ ☺ ☺ ☺

5. Mennyi hűtővíz szükséges óránként annak az egy fokozatú politropikus kompresszornak a hűtéséhez, mely percenként 0,73 m^3 levegőt sűrít atmoszférikus nyomásról 3,7 *bar* nyomásra? A hűtővíz hőmérsékletemelkedése 4 ^oC, a kompresszió politropikus kitevője 1,18, az atmoszférikus nyomású levegő hőmérséklete 15 ^oC. A levegőt tekintheti ideális gáznak.

Megoldás

A levegő tömegárama $\dot{m} = \frac{p_o \cdot \dot{V}_o}{R \cdot T_o} = \frac{10^5 \cdot 0{,}73}{60 \cdot 287 \cdot 288} = 0{,}0147 \ \left(\frac{kg}{s} \right)$.

A levegő hőmérséklete a kompresszió végén: $T_2 = T_o \cdot (\varepsilon)^{\frac{n-1}{n}} = 288 \cdot (3{,}7)^{\frac{1{,}18-1}{1{,}18}} = 351{,}6 \ (K)$

Az elvonandó hőmennyiség:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_n \cdot \Delta t = \dot{m} \cdot c_v \cdot \frac{n\text{-}\kappa}{n\text{-}1} \cdot \Delta t = 0{,}0147 \cdot \frac{287}{1{,}4-1} \cdot \frac{1{,}18\text{-}1{,}4}{1{,}18\text{-}1} \cdot (351{,}6 - 288) \approx -820 \ (W)$$

A víz mennyisége: $\dot{m}_{víz} = \dfrac{\dot{Q}}{c_{víz} \cdot \Delta t_{víz}} = \dfrac{820}{4189 \cdot 4} = 0{,}0489 \approx 0{,}05 \ \left(\dfrac{kg}{s}\right)$

Óránként kb. 180 liter vízre van szükség.

☺ ☺ ☺ ☺ ☺ ☺

6. A gyakorlatban a legtöbbször úgy számítják ki a kompresszor teljesítményszükségletét, hogy a kompresszort izotermikusnak feltételezik és elhanyagolják a káros térben maradt sűrített közeg expanziójából származó munkanyereséget. Vizsgáljuk meg, hogy mekkora hibát jelent ez az alábbi esetben:
   - a kompresszor 3,4 *bar* nyomásra üzemel,
   - a sűrített levegő kilépő hőmérséklete 108 *°C*,
   - a káros tér a lökettérfogat 1,3 *%*-a,
   - a beszívott levegő hőmérséklete 18 *°C*,
   - a lökettérfogat 1,6 *liter*,
   - a fordulatszám 1450 *ford./min*.

Megoldás

Izotermikus eset – káros tér nincs!

A beszívott levegő térfogatárama: $\dot{V}_{o,izotermikus} = V_l \cdot \dfrac{n}{60} = \dfrac{1{,}6}{10^3} \cdot \dfrac{1450}{60} = 0{,}0387 \ \left(\dfrac{m^3}{s}\right)$

A tömegáram: $\dot{m}_{izotermikus} = \dfrac{p_o \cdot \dot{V}_o}{R \cdot T_o} = \dfrac{10^5 \cdot 0{,}0387}{287 \cdot 291} = 0{,}0463 \ \left(\dfrac{kg}{s}\right)$

Az izotermikus kompresszor fajlagos (technikai) munkaszükséglete a káros tér hatásának elhanyagolásával:

$$w_{izotermikus} = R \cdot T_1 \cdot \ln \varepsilon = 287 \cdot 291 \cdot \ln 3{,}4 = 102{,}21 \ \left(\frac{kJ}{kg}\right).$$

A teljesítményszükséglet: $P_{izotermikus} = \dot{m}_{izotermikus} \cdot w_{izotermikus} = 0{,}0463 \cdot 102{,}21 = 4{,}732 \ (kW)$

Politropikus eset – káros tér van!

Először a politropikus kitevőt kell meghatározni a kompresszió véghőmérsékletére vonatkozó összefüggésből: $n = \dfrac{\ln\left(\dfrac{p_2}{p_1}\right)}{\ln\left(\dfrac{p_2}{p_1}\right) - \ln\left(\dfrac{T_2}{T_1}\right)} = \dfrac{\ln(3{,}4)}{\ln(3{,}4) - \ln\left(\dfrac{381}{291}\right)} = 1{,}282$

A mennyiségi fok: $\lambda = 1 - 0{,}013 \cdot \left(3{,}4^{\left(\frac{1}{1{,}282}\right)} - 1\right) = 0{,}979$

A beszívott levegő térfogatárama:

$$\dot{V}_{o,politropikus} = V_l \cdot \frac{n}{60} \cdot \lambda = \frac{1{,}6}{10^3} \cdot \frac{1450}{60} \cdot 0{,}979 = 0{,}0379 \ \left(\frac{m^3}{s}\right)$$

A tömegáram: $\dot{m}_{politropikus} = \dfrac{p_o \cdot \dot{V}_{o,politropikus}}{R \cdot T_o} = \dfrac{10^5 \cdot 0{,}0379}{287 \cdot 291} = 0{,}0453 \ \left(\dfrac{kg}{s}\right)$

A kompresszió teljesítményszükséglete:

$$P_{kompresszió} = \frac{n}{n-1} \cdot R \cdot (T_2 - T_1) \cdot \dot{m}_{politropikus} = \frac{1{,}282}{1{,}282-1} \cdot 287 \cdot (381 - 291) \cdot 0{,}0453 = 5{,}319 \ (kW)$$

Ebből le kell vonnunk a káros térben visszamaradt közeg expanziójából származó teljesítményt.
A káros térben maradt közeg „térfogatárama”:

$$\dot{V}_k = V_k \cdot \frac{n}{60} = 0{,}013 \cdot \frac{1{,}6}{10^3} \cdot \frac{1450}{60} = 0{,}000503 \ \left(\frac{m^3}{s}\right)$$

A káros térben maradt közeg „tömegárama”:

$$\dot{m}_k = \frac{p_2 \cdot \dot{V}_k}{R \cdot T_2} = \frac{3{,}4 \cdot 10^5 \cdot 0{,}000503}{287 \cdot 381} = 0{,}00156 \ \left(\frac{kg}{s}\right)$$

A teljesítmény:

$$P_{expanzió} = \frac{n}{n-1} \cdot R \cdot (T_2 - T_1) \cdot \dot{m}_k = \frac{1{,}282}{1{,}282-1} \cdot 287 \cdot (381 - 291) \cdot 0{,}00156 = 0{,}183 \ (kW)$$

A teljesítményszükséglet a káros tér hatásának figyelembevételével:

$$P_{politropikus} = P_{kompresszió} - P_{expanzió} = 5{,}319 - 0{,}183 = 5{,}136 \ (kW)$$

Az izotermikus és káros tér elhanyagolásával történő számítás kb. 0,404 *kW* eltérést mutat, ami kb. 7,9 *%*-os hiba.
Ha a káros tér elhanyagolásával de politropikusnak feltételezett kompresszió esetén az eltérés csak 0,183, ami a pontos értékre vonatkoztat csak kb. 3,6%-os hibát jelent..

Fontos hangsúlyozni, hogy a káros tér elhanyagolása a biztonság irányába történő „tévedést” jelent, azaz kissé túlméretezett lesz a kompresszor. Ugyanakkor az izotermikus kompresszió feltételezése éppenséggel alulméretezést jelent, aminek a mértékét nem csökkenti jelentősen a káros tér egyidejű elhanyagolása.

☺ ☺ ☺ ☺ ☺ ☺

7. Mekkora lesz a közbenső nyomás annál a kétfokozatú kompresszornál, amelynél a visszahűtés nem az eredetileg tervezett kiindulási 17 ^oC hőmérsékletig történik, hanem 28 ^oC-ra változik?
A kompresszor első fokozatának lökettérfogata 2 liter, a nyomásviszony 22.
A káros tér hatását elhanyagolhatja.

Megoldás

A tervezésnek megfelelő állapotban a közbenső nyomás a kezdeti és a végnyomás mértani középarányosa, ami ezúttal a nyomásviszony négyzetgyöke, azaz 4,69 *bar*.
A második fokozta lökettérfogata a Boyle-Mariotte törvény (izotermikus!) felhasználásával:

$$V_{l2} = \frac{V_{l1}}{\frac{p_k}{p_1}} = \frac{2}{4{,}69} = 0{,}426 \ (liter)$$

Tekintettel arra, hogy a visszahűtés nem a kiindulási hőmérsékletig történik, de a második fokozatnak nyilván be kell fogadnia az első fokozatból érkező közeg mennyiségét (anyagmegmaradás!):

$$p_k' = \frac{p_1 \cdot V_{l1}}{V_{l2}} \cdot \frac{T_2'}{T_1} = \frac{1 \cdot 2}{0{,}426} \cdot \frac{301}{290} = 4{,}873 \ \left(bar\right)$$

☺ ☺ ☺ ☺ ☺ ☺

8. Bizonyítsuk be, hogy a két fokozatú kompresszorban a közbenső nyomás valóban a kezdeti és a végnyomás mértani középarányosa, ha mindkét fokozatban azonos a belépő hőmérséklet és azonos politropikus kitevőt tételezünk fel!

Megoldás

Ilyen esetben a két fokozat munkaszükséglete azonos és a következő összefüggéssel számítható:

$$\frac{n}{n-1} \cdot R \cdot \left(T_2 - T_1\right)$$

A kilépő hőmérséklet az első és a második fokozatra azonos lesz: $\left(\frac{p_k}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = \left(\frac{p_2}{p_k}\right)^{\frac{n-1}{n}}$

Ebből pedig $p_k = \sqrt{p_1 \cdot p_2}$

☺ ☺ ☺ ☺ ☺ ☺

9. Egy dugattyús rendszerű, 2756 *cm³* teljes lökettérfogatú kompresszor fordulatszáma percenként 1700, volumetrikus hatásfoka 65 *%*, a kompresszorra jellemző, hogy a káros tér a lökettérfogat 2,3 *%*-a. A kompresszorba belépő közeg hőmérséklete 31,5 *°C*, a távozó közeg nyomása 2234 *kPa*, és az üzemi nyomásviszony 4,23. Határozza meg a kompresszor teljesítményszükségletét! A közeget tekintse ideális gáznak, melynek gázállandója kb. 328 *J/kg.K*! A kompresszió politropikus és az erre jellemző kitevő 1,21. A káros térben maradó közeg expanzióját hagyja figyelmen kívül!

Megoldás

A teljesítményszükséglet kiszámításához a közeg tömegáramára és a fajlagos munkára van szükség.
A közeg térfogatárama a beszívási állapotban

$$\dot{V} = \lambda \cdot V_l \cdot \frac{n}{60} \cdot \eta_v = 0{,}9473 \cdot 2756 \cdot \frac{1700}{60} \cdot 0{,}65 = 48081{,}475 \quad \left(\frac{cm^3}{s}\right)$$

ahol a mennyiségi fok

$$\lambda = 1 - m \cdot \left(\varepsilon^{\frac{1}{n}} - 1\right) = 1 - 0{,}023 \cdot \left(4{,}23^{\frac{1}{1{,}21}} - 1\right) = 0{,}9473$$

A közeg tömegárama

$$\dot{m} = \frac{p_1 \cdot \dot{V}_1}{R \cdot T_1} = \frac{2234 \cdot 1000 \cdot 48081{,}475}{4{,}23 \cdot 10^6 \cdot 328 \cdot 304{,}5} = 0{,}2542 \left(\frac{kg}{s}\right)$$

A fajlagos munkaszükséglet

$$w=\frac{n}{n-1}\cdot R\cdot\left(T_2-T_1\right)=\frac{1{,}21}{1{,}21-1}\cdot 328\cdot\left(391{,}103-304{,}5\right)=163671{,}42\ \left(\frac{J}{kg}\right)$$

$$T_2=T_1\cdot\left(\varepsilon\right)^{\frac{n-1}{n}}=304{,}5\cdot 4{,}23^{\frac{1{,}21-1}{1{,}21}}=391{,}103\ \left(K\right)$$

A teljesítményszükséglet:

$$P=\dot{m}\cdot w=0{,}2542\cdot 163671{,}42=41605{,}275\approx 41{,}6\ \left(kW\right)$$

☺ ☺ ☺ ☺ ☺ ☺

10. Egy dugattyús rendszerű kompresszoron végzett mérések szerint a sűrített közeg belépő és kilépő hőmérséklete és nyomása rendre 16,5 *°C* és 98,3 *°C*, ill. 123 *kPa* és 345 *kPa*. A kompresszorról tudjuk, hogy lökettérfogata 1316 *cm³*, fordulatszáma percenként 1125, volumetrikus hatásfoka 62 *%*, a káros tér a lökettérfogat 1,8 *%*-a. Határozza meg a a szükséges hűtővíz mennyiségét! A közeget tekintse ideális gáznak, melynek gázállandója kb. 317 *J/kg.K*, állandó nyomású fajhője 1126 *J/kg.K*! A hűtővíz hőmérsékletváltozását 12 *°C*-nak vegye fel! A káros térben maradó közeg expanzióját hagyja figyelmen kívül!

Megoldás

A kompresszió minden bizonnyal politropikus, ezért először az erre jellemző kitevő értékét kell meghatározni.

$$n=\frac{\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)-\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)}=\frac{\ln\left(\frac{345}{123}\right)}{\ln\left(\frac{345}{123}\right)-\ln\left(\frac{98{,}3+273}{16{,}5+273}\right)}=\frac{1{,}03136}{1{,}03136-0{,}24886}=1{,}318$$

$$\dot{V}=\lambda\cdot V_l\cdot\frac{n}{60}\cdot\eta_v=0{,}9786\cdot 1316\cdot\frac{1125}{60}\cdot 0{,}62=14971{,}112\ \left(\frac{cm^3}{s}\right)$$

ahol a mennyiségi fok

$$\lambda=1-m\cdot\left(\varepsilon^{\frac{1}{n}}-1\right)=1-0{,}018\cdot\left(\frac{345}{123}^{\frac{1}{1{,}318}}-1\right)=0{,}9786$$

A közeg tömegárama

$$\dot{m}=\frac{p_1\cdot\dot{V}_1}{R\cdot T_1}=\frac{123\cdot 1000\cdot 14971{,}112}{10^6\cdot 317\cdot 289{,}5}=0{,}02\ \left(\frac{kg}{s}\right)$$

A közeg állandó térfogaton vett fajhője

$$c_v=c_p-R=1126-317=809\ \left(\frac{J}{kg\cdot K}\right)$$

A közeg adiabatikus kitevője:

$$\kappa=\frac{c_p}{c_v}=\frac{1126}{809}=1{,}392$$

A politropikus fajhő értéke:

$$c_n=c_v\cdot\frac{n-\kappa}{n-1}=809\cdot\frac{1{,}318-1{,}392}{1{,}318-1}=-188{,}258\ \left(\frac{J}{kg\cdot K}\right)$$

A szükséges hűtővíz mennyisége:

$$\dot{m}_{víz} = \frac{\dot{m} \cdot c_n \cdot (t_2 - t_1)}{c_{víz} \cdot \Delta t_{víz}} = \frac{0{,}02 \cdot 188{,}258 \cdot (98{,}3 - 16{,}5)}{4189 \cdot 12} = 0{,}006126 \left(\frac{kg}{s}\right)$$

☺ ☺ ☺ ☺ ☺ ☺

11. Egy dugattyús rendszerű kompresszor hűtésére óránként 180 liter vizet használnak. A víz hőmérsékletváltozása 13,7 *°C*. A kompresszor percenkénti fordulatszáma 1450. A kompresszor üzeme közben végzett mérések szerint a sűrített közeg belépő és kilépő hőmérséklete és nyomása rendre 17 *°C* és 108 *°C*, ill. 113 *kPa* és 612 *kPa*, és a felvett teljesítmény 15,6 kW. Határozza meg a kompresszor összhatásfokát és lökettérfogatát, ha feltételezi, hogy a volumetrikus hatásfok 85%! A közeget tekintse ideális gáznak, melynek gázállandója kb. 297 *J/kg.K*, állandó nyomású fajhője 1305 *J/kg.K*! A káros tér nagyságát tekintse elhanyagolhatónak!

Megoldás

A kompresszió minden bizonnyal politropikus, ezért először az erre jellemző kitevő értékét kell meghatározni.

$$n = \frac{\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) - \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)} = \frac{\ln\left(\frac{612}{113}\right)}{\ln\left(\frac{612}{113}\right) - \ln\left(\frac{108+273}{17+273}\right)} = \frac{1{,}689}{1{,}689 - 0{,}273} = 1{,}193$$

A közeg állandó térfogaton vett fajhője

$$c_v = c_p - R = 1305 - 297 = 1008 \left(\frac{J}{kg \cdot K}\right)$$

A közeg adiabatikus kitevője:

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = \frac{1305}{1008} = 1{,}295$$

A politropikus fajhő értéke:

$$c_n = c_v \cdot \frac{n - \kappa}{n - 1} = 1008 \cdot \frac{1{,}193 - 1{,}295}{1{,}193 - 1} = -532{,}73 \left(\frac{J}{kg \cdot K}\right)$$

Ennek ismeretében meghatározható a sűrített közeg tömegárama

$$\dot{m} = \frac{\dot{m}_{víz} \cdot c_{víz} \cdot \Delta t_{víz}}{c_n \cdot (t_2 - t_1)} = \frac{180 \cdot 4189 \cdot 13{,}7}{3600 \cdot 532{,}73 \cdot (108 - 17)} = 0{,}05919 \left(\frac{kg}{s}\right)$$

A beszívási állapothoz tartozó térfogatáram

$$\dot{V}_1 = \frac{\dot{m} \cdot R \cdot T_1}{p_1} = \frac{0{,}05919 \cdot 297 \cdot 290}{113 \cdot 1000} = 0{,}04511 \left(\frac{m^3}{s}\right)$$

$$V_l = \frac{\dot{V}}{\lambda \cdot \frac{n}{60} \cdot \eta_v} = \frac{0{,}04511}{1 \cdot \frac{1450}{60} \cdot 0{,}85} = 0{,}002196 \ \left(m^3\right) = 2196 \ \left(cm^3\right)$$

A fajlagos munkaszükséglet

$$w = \frac{n}{n-1} \cdot R \cdot (t_2 - t_1) = \frac{1{,}193}{1{,}193-1} \cdot 297 \cdot (108-17) = 167063{,}27 \left(\frac{J}{kg}\right)$$

A hasznos teljesítmény:

$$P_h = \dot{m} \cdot w = 0{,}05919 \cdot 167063{,}27 = 9888{,}47 \approx 9{,}89 \ (kW)$$

A kompresszor összhatásfoka:

$$\eta_k = \frac{P_h}{P_ö} = \frac{9{,}89}{15{,}6} = 0{,}6339$$

☺ ☺ ☺ ☺ ☺ ☺

12. Milyen törvényszerűség érvényesül a három illetve *n* fokozatú kompresszor közbenső nyomásaira, ha továbbra is azonos belépő hőmérsékleteket tételezünk fel minden fokozat esetében!

Megoldás

A 8. feladat megoldásánál leírtakból következik, hogy minden egyes fokozat nyomásviszonya azonos. Ebből következik, hogy a kompresszor nyomásviszonya a „fokozati nyomásviszony" 3. ill. *n*. hatványa.

A fokozati nyomásviszony tehát a kompresszor nyomásviszonyának n. gyöke: $\varepsilon_{fokozat} = \sqrt[n]{\frac{p_2}{p_1}}$

Tehát az egyes közbenső nyomások egy mértani sorozatot alkotnak, melynek első tagja a légköri (beszívási) nyomás, a kvóciense pedig a fokozati nyomásviszony.

☺ ☺ ☺ ☺ ☺ ☺

13. Egy bizonyos technológia ciklikusan a következő sűrítettlevegő-fogyasztást mutatja: 5 percen át 10 m^3/h, 13 percen át 25 m^3/h és 36 percen át 3 m^3/h. A sűrített levegő 5 *bar* nyomású és 20 ^oC hőmérsékletű. Mekkora legyen a kompresszor szállító teljesítménye, ha a légtartály térfogata nem lehet nagyobb 5 m^3-nél. A kompresszor automatikus üzemét biztosító, a légtartályra szerelt nyomáskapcsoló ±0,3 *bar* kapcsolási tartományra legyen beállítva! Mekkora lesz a kompresszor üzemideje és állásideje a minimális méretű légtartály kiválasztása esetén?

Megoldás

A kompresszor szállítóteljesítményének a maximális felhasználáshoz kell igazodnia.
A maximális levegőfogyasztáshoz tartozó tömegáram:

$$\dot{m}_{f,\max} = \frac{p_{névleges} \cdot V_{s,\max}}{R \cdot T_{névleges}} = \frac{5 \cdot 10^5 \cdot 25}{287 \cdot 293} = 148{,}6 \ \left(\frac{kg}{h}\right)$$

Az 5 m^3-es légtartályból a 0,6 *bar* nyomásváltozás során „kivehető" mennyiség:

$$\Delta m_{lt} = \frac{(p_{\max} - p_{\min}) \cdot V_{lt}}{R \cdot T_{névleges}} = \frac{0{,}6 \cdot 10^5 \cdot 5}{287 \cdot 293} = 3{,}57 \ (kg)$$

A légtartályból biztosítható tömegáram átlagos értéke:

$$\dot{m}_{lt} = \frac{\Delta m_{lt}}{13} \cdot 60 = \frac{3{,}57}{13} \cdot 60 = 16{,}48 \; \left(\frac{kg}{h}\right)$$

A kompresszor által fedezni szükséges tömegáram a maximális fogyasztás és a légtartályból biztosított tömegáram különbsége, azaz **132,12** *kg/h*.
A szükséges szállító teljesítmény (beszívott levegő mennyiség):

$$\dot{V}_o = \frac{\dot{m}_k \cdot R \cdot T_{névleges}}{p_o} = \frac{132{,}12 \cdot 287 \cdot 293}{3600 \cdot 10^5} = 0{,}031 \; \left(\frac{m^3}{s}\right)$$

A kompresszor üzemi és állásidejének diagramjához az egyes fogyasztásokat tömegáramra számítsuk át:

$$3 \; \left(\frac{m^3}{h}\right) \Rightarrow \frac{5 \cdot 10^5 \cdot 3}{287 \cdot 293} = 17{,}84 \; \left(\frac{kg}{h}\right)$$

$$10 \; \left(\frac{m^3}{h}\right) \Rightarrow \frac{5 \cdot 10^5 \cdot 10}{287 \cdot 293} = 59{,}47 \; \left(\frac{kg}{h}\right)$$

A kiszámítottal megegyező szállítóteljesítményű kompresszor a 13 perc időtartamú maximális fogyasztás végén éppen a minimális nyomású légtartályba szállít sűrített levegőt.

I. szakasz (töltés)

Ekkor a fogyasztás lecsökken 3 m^3/h értékre, ami másodpercenkénti tömegáramra átszámítva **17,84** *kg/h*.
A kompresszor által biztosított többlet (**114,64** *kg/h*) a légtartály töltésére fordítódik.
Ezzel a töltő tömegárammal a légtartály teljes feltöltéséhez „hiányzó” 3,57 *kg* tömeg kb. $\frac{3{,}57}{\frac{114{,}64}{60}}$ = 1 *perc* 52 *másodperc* alatt beszállításra kerül. Ekkor a kompresszor leáll, mivel a légtartály nyomása elérte a maximális 5,3 *bar* nyomást.

II. szakasz (kisütés)

A kompresszor áll miközben a 3 m^3/h fogyasztást a légtartály (csökkenő nyomás mellett) fedezi. A fogyasztást a légtartály legfeljebb $\frac{3{,}57}{\frac{17{,}84}{60}} = 12$ percen át tudja biztosítani.

III. szakasz (kisütés-töltés)

Ezt követően a töltési (1 perc 52 másodperc) és a kisütési (12 perc) szakaszok ismétlődnek, mindaddig, amíg a 3 m^3/h fogyasztás fennáll.
Mivel a két szakasz együttes hossza 13 perc 52 másodperc és a 3 m^3/h fogyasztás 36 percen át marad fenn, ezért ez a részciklus kétszer teljesen megismétlődik (27 perc 44 másodperc) majd egy töltési szakasz (1 perc 52 másodperc) után egy utolsó 6 perc 24 másodperc hosszúságú kisütési szakasz következik, aminek a végén a tartályban az onnan kivehető 3,57 kg tömegből már csak $3{,}57 - 384 \cdot \frac{17{,}84}{3600} = 1{,}67 \; (kg)$ marad

IV. szakasz (kisütés)

A fogyasztás 10 m^3/h értékre nő, ami másodpercenkénti tömegáramra átszámítva **59,46** *kg/h*. Ilyen fogyasztás mellett a még rendelkezésre álló 1,67 kg $\frac{1{,}67}{\frac{59{,}46}{60}}=1{,}7\ (perc)$, azaz 1 perc 42 másodperc alatt kiürül.

V. szakasz (kisütés-töltés)
A fogyasztás 10 m^3/h értéken marad a kompresszor üzemel és tölti a légtartályt. A töltő tömegáram: **132,12-59,46=72,66** kg/h. A légtartály teljes feltöltéséhez szükséges 3,57 kg tömegű levegőt a kompresszor ezzel a töltő tömegárammal $\frac{3{,}57}{\frac{72{,}66}{60}}=2{,}9\ (perc)$, azaz 2 perc 54 másodperc alatt beszállítja a légtartályba, azt feltölti a maximális nyomásra. Amikor ez befejeződik akkor változik a fogyasztás a maximális értékre, a kompresszor üzemben marad, de a légtartály nyomása folyamatosan csökken, egészen a minimumig, ahol a ciklus újra kezdődik.

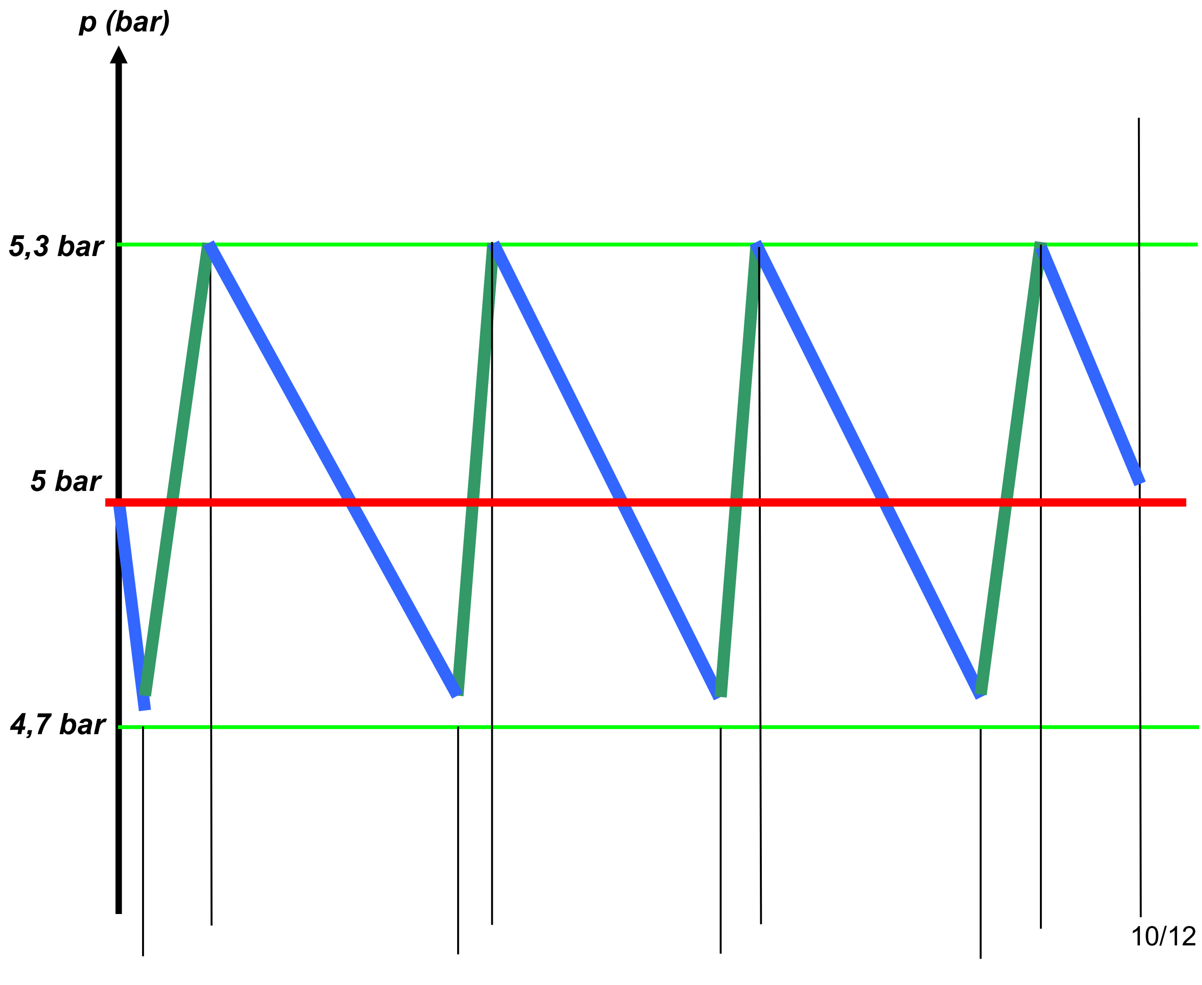
Szemléletessé lehet tenni a megoldást egy olyan diagram elkészítésével, ahol a függőleges tengelyen a légtartály nyomása a vízszintes tengelyen pedig az idő található.

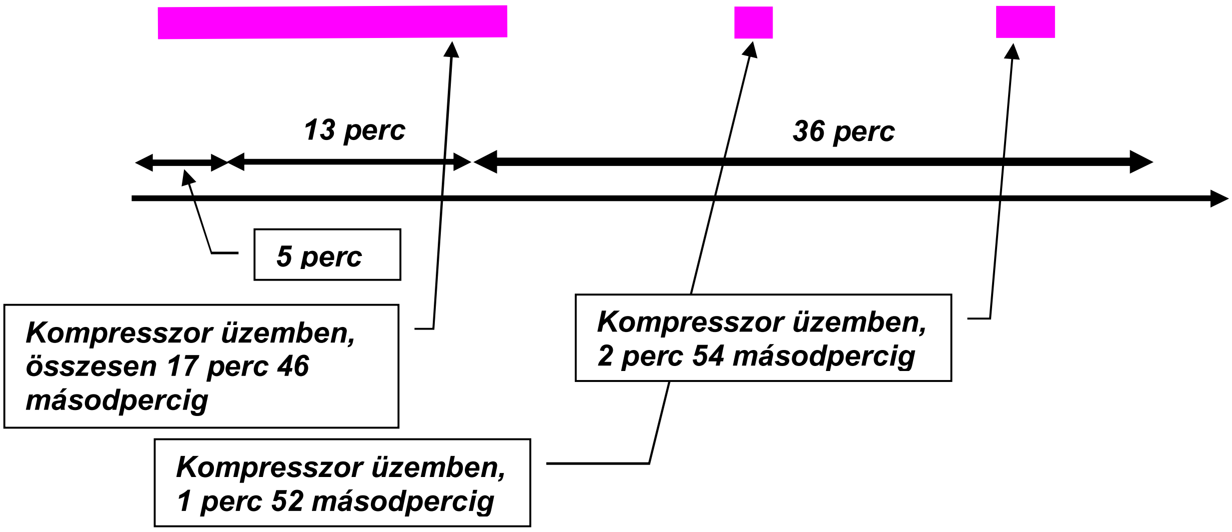
Egy ciklusra a kompresszor teljes üzemideje 21 perc 30 másodperc.

Ellenőrzésként a kiszámított állás és üzemidők összege:

$$\frac{(13\cdot 60+3\cdot(60+52)+2\cdot(12\cdot 60)+(6\cdot 60+24)+(60+42)+(2\cdot 60+54))}{60}=53{,}6$$

Tekintettel arra, hogy a fogyasztások időtartamai alapján a teljes ciklus 54 perc, az elkövetett hiba elhanyagolható.





☺ ☺ ☺ ☺ ☺ ☺

14. Adott egy 500 *mm* belső átmérőjű távvezeték, amelybe percenként 140 m^3 12 *bar* nyomású és 6 ^oC hőmérsékletű földgázt (CH_4) vezetünk be. Határozzuk meg, hogy vezeték egy 6 *km*-el távolabb lévő pontjában mekkora a nyomás! Mekkora a nyomásveszteség!
A távvezetéket gyakorlatilag egyenesnek lehet tekinteni. A földgáz kinematikai viszkozitását vegyük egyenlőnek a levegőével $1{,}2 \cdot 10^{-5}$ m^2/sec, az adiabatikus kitevőt 1,3-nak.

Megoldás

A Hagen-Poiseuille összefüggés

$$\Delta p' = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \rho \;\; (Pa)$$

nem alkalmazható közvetlenül, mivel az áramlás során a nyomás csökkenhet és így a sűrűség nem lehet állandó.

Differenciális formában felírva az említett összefüggést: $-dp = \lambda \cdot \frac{dx}{d} \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \rho$ és figyelembe véve, hogy a sebesség kifejezhető a tömegárammal, mely állandó

$$-dp = \lambda \cdot \frac{8 \cdot \dot{m}^2 \cdot dx}{d^5 \cdot \pi^2 \cdot \rho}$$

A sűrűségnek a nyomástól való függésére két feltételezést tehetünk:
- az áramlás mentén a hőmérséklet állandó (izotermikus áramlás)
- az áramlás mentén nincs hőcsere a közeg és a környezet között (adiabatikus áramlás)

Az első esetben $\rho = \frac{\rho_1}{p_1} p$, a másodikban $\rho = \frac{\rho_1}{p_1^{\frac{1}{\kappa}}} p^{\frac{1}{\kappa}}$.

Ezeket behelyettesítve a differenciál egyenletbe, majd a kapott egyenleteket integrálva, az eredményt átalakítva a következő két összefüggést kapjuk:

$p_1^2 - p_2^2 = 2 \cdot p_1 \cdot \Delta p_{ink}^{'}$ (izotermikus áramlásra)

$$p_1^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} - p_2^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} = \frac{\kappa+1}{\kappa} \cdot p_1^{\frac{1}{\kappa}} \cdot \Delta p_{ink}^{'} \qquad \text{(adiabatikus áramlás)}$$

A két összefüggésben $\Delta p'_{ink}$ a kiinduló pontban érvényes jellemzőkkel, mint állandó értékekkel számított nyomásveszteség, ami gyakorlatilag azt jelenti, hogy a közeget összenyomhatatlannak tekintve végezzük el ennek a tényezőnek a számítást.

Mindkét módon számolva, a kérdéses pontban a nyomás rendre 11,2 *bar* ill. 10,34 *bar*.
A nyomásveszteség – figyelembe véve a csekély sűrűséget és feltételezve, hogy a szintkülönbség nem túl jelentős – természetesen 0,8 *bar* ill. 1,66 *bar*.

A keletkező nyomásveszteség következménye, hogy az áramlás folyamatosan gyorsul, hiszen a tömegáram ugyan állandó, de a térfogatáram nő. Izotermikus áramlást feltételezve:

$$\dot{m} = \frac{p_1 \cdot \dot{V}_1}{R_{CH_4} \cdot T_1} = \frac{12 \cdot 10^5 \cdot 140}{60 \cdot \left(\frac{8314}{12+4}\right) \cdot (6+273)} = \frac{12 \cdot 10^5 \cdot 140}{60 \cdot 519{,}6 \cdot 297} = 18{,}14 \ \left(\frac{kg}{s}\right)$$

$$\dot{V}_2 = \frac{\dot{m} \cdot R_{CH_4} \cdot T_1}{p_2} = \frac{18{,}14 \cdot 519{,}6 \cdot 297}{11{,}2 \cdot 10^5} = 214{,}2 \ \left(\frac{m^3}{s}\right)$$

Ez maga után vonja az áramlási sebesség növekedését, ami a kezdeti

$$c_1 = \frac{\dot{V}_1}{A} = \frac{140}{60 \cdot \frac{0{,}5^2 \cdot \pi}{4}} = \frac{140}{60 \cdot 0{,}1963} = 11{,}88 \ \left(\frac{m}{s}\right)$$

értékről a 6 km hosszú szakasz végére már

$$c_2 = \frac{\dot{V}_2}{A} = \frac{214{,}2}{60 \cdot 0{,}1963} = 18{,}2 \ \left(\frac{m}{s}\right)$$

Ugyanezt a számítást elvégezve az adiabatikus áramlás feltételezésével:

$$\dot{V}_2 = \frac{\dot{m} \cdot R_{CH_4} \cdot T_1}{p_2} = \frac{18{,}14 \cdot 519{,}6 \cdot 297}{11{,}2 \cdot 10^5} = 214{,}2 \ \left(\frac{m^3}{s}\right)$$ értékre nő. A megjelölt keresztmetszetben a sebesség 19 *m/sec* lesz.

Az első esetben a gáz hőmérséklete nem változik, a második esetben azonban

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} = 279 \cdot \left(\frac{12}{10{,}34}\right)^{\frac{1-1{,}3}{1{,}3}} = 269{,}6 \ K$$

azaz, kb –4 ^oC-ra csökken, hiszen a gáz expandál.