

Idejni projekt kompresorskog agregata

Drmić, Ante

Undergraduate thesis / Završni rad

2009

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:210619>

Rights / Prava: [In copyright](#)/[Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2025-02-26**

Repository / Repozitorij:

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb](#)



Sveučilište u Zagrebu
Fakultet strojarstva i brodogradnje

ZAVRŠNI RAD

ANTE DRMIĆ

Zagreb, 2009.

Sveučilište u Zagrebu
Fakultet strojarstva i brodogradnje

ZAVRŠNI RAD

Voditelj rada:
Prof.dr.sc. Mladen Andrassy

Ante Drmić

Zagreb, 2009.

SADRŽAJ

POPIS OZNAKA.....	1
1. TEHNIČKI OPIS.....	2
1.1. TEHNIČKE KARAKTERISTIKE KOMPRESORSKOG AGREGATA.....	3
1.2. OPIS KOMPRESORSKOG AGREGATA.....	3
1.3. PREDVIĐENA UPOTREBA KOMPRESORSKOG AGREGATA.....	3
1.4. STANDARDNA OPREMA KOMPRESORSKOG AGREGATA.....	4
2. PRORAČUN OSNOVNIH DIMENZIJA KOMPRESORA.....	5
2.1. OPTIMALMI MEĐUTLAK.....	6
2.2. TLAKOVI USISAVANJA I ISTISKIVANJA	6
2.3. TEMPERATURE NA KRAJU KOMPRESIJA.....	8
2.4. DIMENZIONIRANJE MEĐUHLAGNJA.....	9
2.5. VOLUMETRIČKI STUPANJ DJELOVANJA KOMPRESORA.....	11
2.6. PROMJERI CILINDARA I STAPAJ KOMPRESORA.....	13
2.7. UŠTEDA NA RADU I SNAGA KOMPRESORA.....	14
2.8. VOLUMEN SPREMNIKA STLAČENOG ZRAKA.....	19
3. SIMULACIJA RADA KOMPRESORA PRI PUŠTANJU U POGON.....	20
3.1. PRILAGOĐAVANJE TLAKOVA PRI PUŠTANJU U POGON.....	21
3.2. PROMJENA SNAGE PRI PUŠTANJU U POGON.....	23
3.3. PROMJENA VOLUMETRIČKOG STUPNJA DJELOVANJA PRI PUŠTANJU U POGON.....	25
3.4. DOBAVA PRI PUŠTANJU U POGON.....	27
4. PRILOG	28
5. CRTEŽ I 3D MODELI.....	32

POPIS LITERATURE

SAŽETAK

Završni rad naziva „Idejni projekt kompresorskog agregata“ izrađen je kako se vidi i iz naziva teme na razini idejnog projekta. Rad se sastoji od četiri poglavlja.

Prvo poglavlje je tehnički opis, gdje su navedene osnovne tehničke karakteristike kompresorskog agregata, opisani su osnovni djelovi i standardna oprema kompresora te je ukratko opisana upotreba kompresora.

U drugom poglavlju proračunate su i dimenzionirane osnovne veličine kompresorskog agregata kao što su promjeri cilindara I. i II. stupnja kompresije, stapaj, temperature i tlakovi na svim karakterističnim mjestima, volumetrički stupnjevi djelovanja, tehnički rad kompresora, dimenzioniran je međuhladnjak s ventilatorom i volumen tlačnog spremnika.

U trećem poglavlju izrađena je simulacija rada kompresora pri puštanju u pogon, za promjenu tlaka tlačnog voda od 1 do 15 bar-a. Simulacija je prikazana dijagramski uz komentare istih, a obrađeni su: omjer kompresije I. i II. stupnja, volumetrički stupanj djelovanja I. i II. stupnja, dobava i pogonska snaga.

Četvrto poglavlje sastoji se od konstrukcijskog crteža u dvije projekcije i 3D modela.

IZJAVA

Izjavljujem da sam završni rad izradio u potpunosti samostalno, uz redovne konzultacije sa mentorom rada.

POPIS OZNAKA

Latinične oznake

A	m^2	- površina
c	J/kgK	- specifični toplinski kapacitet
D	m	- promjer cilindra
i	-	- broj cilindara
L	m	- duljina
m	-	- eksponent politrope (ekspanzijski)
n	-	- eksponent politrope (kompresijski)
n	s^{-1}	- broj okretaja
p	Pa	- tlak
q	J/kg	- specifična toplina
q_m	kg/s	- maseni protok
q_v	m^3/s	- volumni protok
P	W	- snaga
R	J/kgK	- specifična plinska konstanta
s	m	- stapaj
T	K	- termodinamička temperatura
t	$^{\circ}C$	- temperatura
V	m^3	- volumen
W_{teh}	J/kg	- tehnički rad

Grčke oznake

γ	-	- omjer dobave i potrošnje
ε	-	- udio štetnog prostora
λ	-	- volumetrijski stupanj djelovanja
λ_h	-	- volumetrijski stupanj djelovanja zbog propuštanja
λ_q	-	- volumetrijski stupanj djelovanja zbog izmjene topline
λ_s	-	- volumetrijski stupanj djelovanja zbog štetnog prostora
λ_u	-	- volumetrijski stupanj usisavanja
ξ	-	- značajka cilindra
Φ	W	- toplinski tok
Ψ	-	- omjer kompresije

Indeksi

1	- odnosi se na I.stupanj kompresije
2	- odnosi se na II.stupanj kompresije
is	- istiskivanje
m	- međutlak
TS	- tlačni spremnik
us	- usisavanje

1. TEHNIČKI OPIS

1.1. TEHNIČKE KARAKTERISTIKE KOMPRESORSKOG AGREGATA

Kompresor je radni stroj koji stlačivanjem zraka, zraku povisuje energetska razinu, tj. dovede ga u energetski vrednije stanje.

Zračni kompresor ima slijedeće radne karakteristike:

- dobava: 100 m³/h
- nazivni omjer kompresije: 11 bar
- nazivna brzina vrtnje: 1440 min⁻¹
- intermitencija ukapčanja: 60 h⁻¹ (uz omjer dobave i potrošnje 0,8)
- volumen tlačnog spremnika: 500 l
- snaga pogonskog elektromotora: 10 kW

1.2. OPIS KOMPRESORSKOG AGREGATA

Zračni kompresor sastoji se od čeličnog spremnika odgovarajuće debljine stijenke lima, elektromotora i prenosnih remenica koje su remenom povezane sa samim kompresorom.

Elektromotor pokreće kompresor, koji u dva stupnja kompresiji uz međuhlađenje komprimira zrak i puni tlačni spremnik. Sve to kontrolira se presostatom visokog i niskog tlaka, koji ima zadatak da tlak u tlačnom spremniku održava u dozvoljenim granicama između podešenih min. i max. vrijednosti, na način da automatski uključuje/isključuje elektromotor.

Svi električni, pneumatski i drugi dijelovi konstrukcije kompresorskog agregata moraju biti izrađeni od certificiranih i atestiranih materijala i dijelova.

1.3. PREDVIĐENA UPOTREBA KOMPRESORSKOG AGREGATA

Kompresor se mora koristiti u pogodnim prostorijama (dobro prozračenim u rasponu temperatura okolišnog zraka od +5 do +35 °C), nikad u prisutnosti prašine, pare, eksplozivnih ili gorivih plinova.

Prema iskustvenim podacima predviđa se buka kompresora u slobodnom prostoru na udaljenosti 1m od 77 dB(A) uz toleranciju ± 4 dB(A).

Predviđeni vijek trajanja kompresorskog agregata je najmanje 10 godina pod normalnim radnim uvjetima i uz redovito održavanje.

1.4. STANDARDNA OPREMA KOMPRESORSKOG AGREGATA

- kompresor
- spremnik stlačenog zraka
- sklopka uključeno/isključeno
- presostat visokog i niskog tlaka
- manometar na tlačnom spremniku
- natpisna pločica sa osnovnim podacima
- izlazni ventil za zrak iz spremnika
- ventil za ispuštanje kondenzata
- priključni elektro kabel
- stražnji kotači
- prednji okretni kotač (ili oslonac)
- sigurnosni ventil
- protupovratni ventil
- elektromotor
- termička zaštita elektromotora
- prenosni remen i remenice
- filter zraka na usisu

2. PRORAČUN OSNOVNIH DIMENZIJA KOMPRESORA

2.1. OPTIMALMI MEĐUTLAK

$$p_m := \sqrt{p_1 \cdot p_2} \quad - \text{optimalni međutlak [1]}$$

$$p_m := \sqrt{1 \cdot 11}$$

$$p_m = 3.317 \cdot \text{bar}$$

Pretpostavlja se pad tlaka zbog strujanja uzduha u međuhladnjaku od 0,5 bar-a.

$$\Delta p := 0.5 \cdot \text{bar} \quad - \text{pad tlaka u međuhladnjaku}$$

Pretpostavlja se da će taj pad tlaka I. i II. stupanj savladati u jednakim omjerima, tj. 0,25 bar u I. i 0,25 bar u II. stupanj kompresije, pa imamo dva međutlaka:

$$\Delta p_1 := 0.25 \cdot \text{bar} \quad - \text{pad tlaka na istiskivanju iz I. stupnja kompresije}$$

$$p_{m1} := p_m + \Delta p_1 \quad - \text{stvarni tlak istiskivanja iz I. stupnja kompresije}$$

$$p_{m1} := 3.317 + 0.25$$

$$p_{m1} = 3.567 \cdot \text{bar}$$

$$p_{m2} := p_{m1} - \Delta p \quad - \text{stvarni tlak usisavanja u II. stupanj kompresije}$$

$$p_{m2} := 3.567 - 0.5$$

$$p_{m2} = 3.067 \cdot \text{bar}$$

2.2. TLAKOVI USISAVANJA I ISTISKIVANJA

I. STUPANJ KOMPRESIJE

Tlak usisavanja I. stupanj

$$\Delta p_{us1} := 0.06 \cdot p_1 \quad - \text{pad tlaka na samoradnom ventilu, pretpostavljeno [1]}$$

$$\Delta p_{us1} := 0.06 \cdot 1$$

$$\Delta p_{us1} = 0.06 \cdot \text{bar}$$

$$p_{us1} := p_1 - \Delta p_{us1} \quad - \text{tlak usisavanja I. stupnja}$$

$$p_{us1} := 1 - 0.06$$

$$p_{us1} = 0.94 \cdot \text{bar}$$

Tlak istiskivanja I.stupanj

$$\Delta p_{is1} := 0.09 \cdot p_{m1} \quad - \text{pad tlaka na samoradnom ventilu, pretpostavljeno [1]}$$

$$\Delta p_{is1} := 0.09 \cdot 3.567$$

$$\Delta p_{is1} = 0.321 \cdot \text{bar}$$

$$p_{is1} := p_{m1} + \Delta p_{is1} \quad - \text{tlak istiskivanja I.stupnja}$$

$$p_{is1} := 3.567 + 0.321$$

$$p_{is1} = 3.888 \cdot \text{bar}$$

II.STUPANJ KOMPRESIJE

Tlak usisavanja II.stupanj

$$\Delta p_{us2} := 0.07 \cdot p_{m2} \quad - \text{pad tlaka na samoradnom ventilu, pretpostavljeno [1]}$$

$$\Delta p_{us2} := 0.07 \cdot 3.067$$

$$\Delta p_{us2} = 0.215 \cdot \text{bar}$$

$$p_{us2} := p_{m2} - \Delta p_{us2} \quad - \text{tlak usisavanja II.stupnja}$$

$$p_{us2} := 3.067 - 0.215$$

$$p_{us2} = 2.852 \cdot \text{bar}$$

Tlak istiskivanja II.stupanj

$$\Delta p_{is2} := 0.1 \cdot p_2 \quad - \text{pad tlaka na samoradnom ventilu, pretpostavljeno [1]}$$

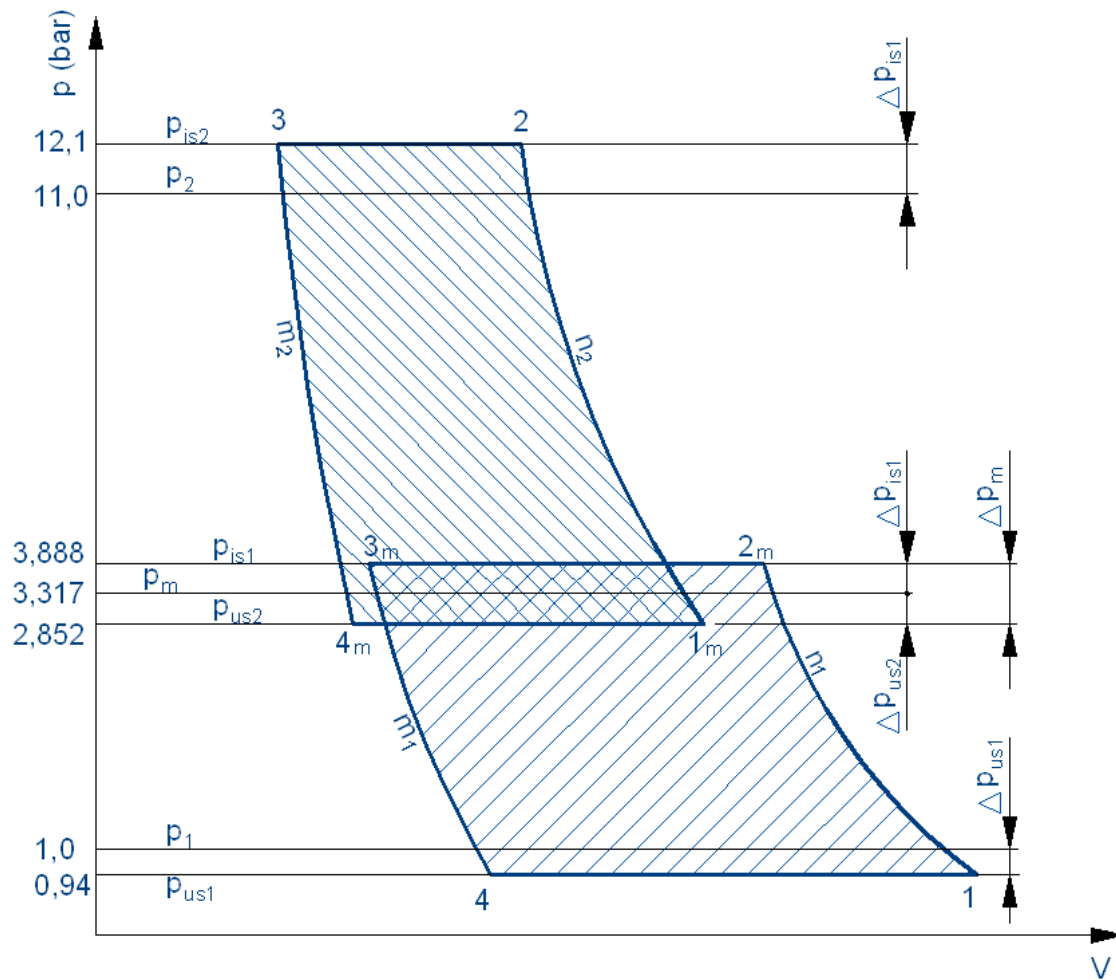
$$\Delta p_{is2} := 0.1 \cdot 11$$

$$\Delta p_{is2} = 1.1 \cdot \text{bar}$$

$$p_{is2} := p_2 + \Delta p_{is2} \quad - \text{tlak istiskivanja II.stupnja}$$

$$p_{is2} := 11 + 1.1$$

$$p_{is2} = 12.1 \cdot \text{bar}$$



Slika 1. pV-dijagram dvostupanjske kompresije

2.3. TEMPERATURE NA KRAJU KOMPRESIJA

Temperatura nakon I.stupnja kompresije [1]

$$T_{m1} := T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_{is1}}{p_1} \right)^{\frac{n_1-1}{n_1}} \right]$$

$$T_{m1} := 300 \cdot \left[\left(\frac{3,88}{1} \right)^{\frac{1,2-1}{1,2}} \right]$$

$$T_{m1} = 376,185 \cdot K \quad (103,2 \text{ } ^\circ C)$$

Temperatura nakon II.stupnja kompresije [1]

$T_{m2} := 305 \cdot K$ - temperatura na ulazu u II.stupanj kompresije (32 °C)

$$T_2 := T_{m2} \cdot \left[\left(\frac{P_{is2}}{P_{us2}} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \right]$$

$$T_2 := 305 \cdot \left[\left(\frac{12.1}{2.852} \right)^{\frac{1.3-1}{1.3}} \right]$$

$T_2 = 425.736 K$ (152.7 °C)

2.4. DIMENZIONIRANJE MEĐUHladNJAKA

Međuhladnjak treba dimenzionirati tako, da na ulazu u II.stupanj kompresije temperatura bude 305 K.

$q_m := \frac{p_1 \cdot q_{vd}}{R \cdot T_1 \cdot 3600}$ - protočna masa uzduha [2]

$$q_m := \frac{100000 \cdot 100}{287 \cdot 300 \cdot 3600}$$

$$q_m = 0.032 \frac{kg}{s}$$

Potrebni toplinski učin međuhladnjaka [2]

$$\Phi_m := q_m \cdot c_{pu} \cdot (T_{m1} - T_1)$$

$$\Phi_m := 0.032 \cdot 1.015 \cdot (376.185 - 300)$$

$$\Phi_m = 2.475 \cdot kW$$

Dimenzioniranje ventilatora međuhladnjaka

$k := 50 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$ - koeficijent prolaza topline za zračne hladnjake visoki tlak/niski tlak i prisilna konvekcija [4]

$A_{hl} := 2.656 \cdot m^2$ - površina međuhladnjaka

$\Delta t := \frac{\Phi_m}{k \cdot A_{hl}}$ - prirast temperature rashladnog (vanjskog) zraka

$$\Delta t := \frac{2475}{50 \cdot 2.656}$$

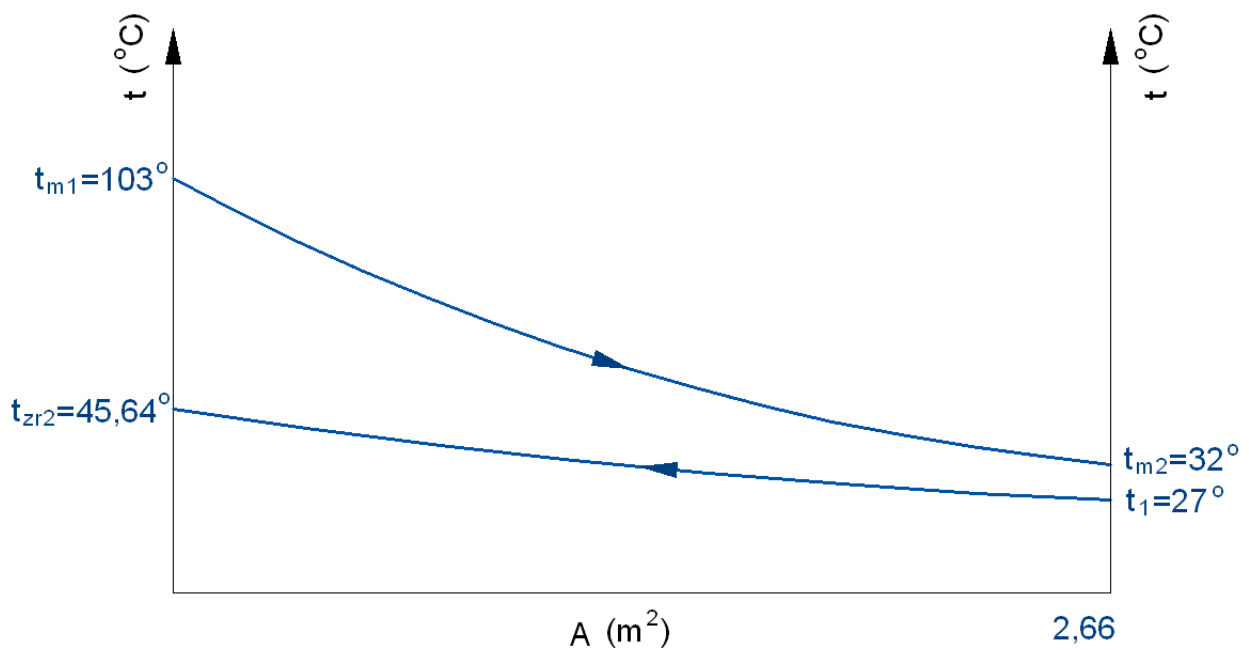
$$\Delta t = 18.638 \cdot K$$

$$\rho_z := 1.092 \cdot \frac{kg}{m^3} \quad \text{- gustoća zraka pri } 40^\circ C$$

$$q_{vz} := \frac{\Phi_m}{\rho_z \cdot c_{pu} \cdot \Delta t} \quad \text{- volumni protok zraka koji ventilator mora dobiti [2]}$$

$$q_{vz} := \frac{2475}{1.092 \cdot 1007 \cdot 18.638}$$

$$q_{vz} = 0.121 \frac{m^3}{s} \quad (435 \text{ m}^3/\text{h})$$



Slika 2. Tijek temperatura kod međuhladnjaka

- t_{m1} – temperatura zraka nakon I.stupnja kompresije (na ulazu u međuhladnjak).
- t_{m2} – temperatura na izlazu iz međuhladnjaka (na ulazu u II.stupanj kompresije).
- t_1 - temperatura rashladnog zraka koji ventilator usisava iz okoliša.
- t_{zr2} – temperatura rashladnog zraka nakon prolaska preko međuhladnjaka.

2.5. VOLUMETRIČKI STUPANJ DJELOVANJA KOMPRESORA

λ - volumetrički stupanj djelovanja

Uvijet za ekonomičan rad kompresora: $\lambda > 0.6$

I.STUPANJ KOMPRESIJE

$\varepsilon_{01} := 0.04$ - udio štetnog prostor I.stupnja, pretpostavljeno [1]

Volumetrički stupanj djelovanja uslijed štetnog prostora [1]

$$\lambda_{s1} := 1 - \varepsilon_{01} \cdot \left[\left(\frac{p_{is1}}{p_{us1}} \right)^{\frac{1}{m_1}} - 1 \right]$$

m_1 – eksponent politrope - ekspanzija

$$\lambda_{s1} := 1 - 0.04 \cdot \left[\left(\frac{3.888}{0.94} \right)^{1.25} - 1 \right]$$

$$\lambda_{s1} = 0.915$$

Volumetrički stupanj usisavanja [1]

$$\lambda_{u1} := \left(\frac{p_{us1}}{p_1} \right)^{\frac{1}{n_1}} - \varepsilon_{01} \cdot \left[\left(\frac{p_{is1}}{p_1} \right)^{\frac{1}{m_1}} - \left(\frac{p_{us1}}{p_1} \right)^{\frac{1}{n_1}} \right]$$

m_1 – eksponent politrope – ekspanzija
 n_1 – eksponent politrope - kompresija

$$\lambda_{u1} := \left(\frac{0.94}{1} \right)^{1.2} - 0.04 \cdot \left[\left(\frac{3.888}{1} \right)^{1.25} - \left(\frac{0.94}{1} \right)^{1.2} \right]$$

$$\lambda_{u1} = 0.869$$

Volumetrički stupanj djelovanja uslijed izmjene topline [1]

$k = 0.025$ koeficijent za dvoatomne plinove [1]

$$\lambda_{q1} := 1 - k \cdot \left(\frac{p_{m1}}{p_1} - 1 \right)$$

$$\lambda_{q1} := 1 - 0.025 \cdot \left(\frac{3.567}{1} - 1 \right)$$

$$\lambda_{q1} = 0.936$$

Volumetrički stupanj djelovanja uslijed propuštanja [1]

$$\lambda_{h1} := 0.98 \quad - \text{pretpostavljeno} \quad [1]$$

Ukupni volumetrički stupanj djelovanja I.stupnja kompresije [1]

$$\lambda_1 := \lambda_{s1} \cdot \lambda_{u1} \cdot \lambda_{q1} \cdot \lambda_{h1}$$

$$\lambda_1 := 0.915 \cdot 0.869 \cdot 0.936 \cdot 0.98$$

$$\lambda_1 = 0.73 \quad > 0.6 \quad \text{uvijet za ekonomičan rad kompresora je zadovoljen}$$

II.STUPANJ KOMPRESIJE

$$\varepsilon_{02} := 0.06 \quad - \text{udio štetnog prostor II.stupnja, pretpostavljeno} \quad [1]$$

Volumetrički stupanj djelovanja uslijed štetnog prostora [1]

$$\lambda_{s2} := 1 - \varepsilon_{02} \cdot \left[\left(\frac{P_{is2}}{P_{us2}} \right)^{\frac{1}{m_2}} - 1 \right]$$

m_2 – eksponent politrope – ekspanzija

$$\lambda_{s2} := 1 - 0.06 \cdot \left[\left(\frac{12.1}{2.852} \right)^{1.35} - 1 \right]$$

$$\lambda_{s2} = 0.885$$

Volumetrički stupanj usisavanja [1]

$$\lambda_{u2} := \left(\frac{P_{us2}}{P_{m2}} \right)^{\frac{1}{n_2}} - \varepsilon_{02} \cdot \left[\left(\frac{P_{is2}}{P_{m2}} \right)^{\frac{1}{m_2}} - \left(\frac{P_{us2}}{P_{m2}} \right)^{\frac{1}{n_2}} \right]$$

m_2 – eksponent politrope – ekspanzija
 n_1 – eksponent politrope - kompresija

$$\lambda_{u2} := \left(\frac{2.852}{3.067} \right)^{\frac{1}{1.3}} - 0.06 \cdot \left[\left(\frac{12.1}{3.067} \right)^{1.35} - \left(\frac{2.852}{3.067} \right)^{\frac{1}{1.3}} \right]$$

$$\lambda_{u2} = 0.837$$

Volumetrički stupanj djelovanja uslijed izmjene topline [1]

$$k = 0.025 \quad \text{koeficijent za dvoatomne plinove} \quad [1]$$

$$\lambda_{q2} := 1 - k \cdot \left(\frac{P_{is2}}{P_{m2}} - 1 \right)$$

$$\lambda_{q2} := 1 - 0.025 \cdot \left(\frac{12.1}{3.067} - 1 \right)$$

$$\lambda_{q2} = 0.926$$

Volumetrički stupanj djelovanja uslijed propuštanja [1]

$$\lambda_{h2} := 0.98 \quad - \text{pretpostavljeno} \quad [1]$$

Ukupni volumetrički stupanj djelovanja I.stupnja kompresije [1]

$$\lambda_2 := \lambda_{s2} \cdot \lambda_{u2} \cdot \lambda_{q2} \cdot \lambda_{h2}$$

$$\lambda_2 := 0.885 \cdot 0.837 \cdot 0.926 \cdot 0.98$$

$$\lambda_2 = 0.672 \quad > 0.6 \quad \text{uvijet za ekonomičan rad kompresora je zadovoljen}$$

2.6. PROMJERI CILINDARA I STAPAJ KOMPRESORA

Promjer cilindra I.stupnja kompresije

$$\xi_1 := 0.5 \quad - \text{geometrijska značajka kompresora } s/D1 \quad [5]$$

$$D_1' := \sqrt[3]{\frac{4 \cdot q_{vd}}{\pi \cdot \xi_1 \cdot \lambda_1 \cdot n}} \quad - [1]$$

- n – broj okretaja / s

$$D_1' := \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0.02778}{\pi \cdot 0.5 \cdot 0.73 \cdot 24}}$$

$$D_1 := 160 \text{ mm} \quad \text{pa je iz geometrijske značajke kompresora određen}$$

stapaj kompresora $s = 80 \text{ mm}$

Promjer cilindra II.stupnja kompresije

$$\xi_2 := 0.8 \quad - \text{geometrijska značajka kompresora } s/D2 \quad [5]$$

$$q_{vd2} := \frac{q_m \cdot R \cdot T_{m2}}{p_{m2}}$$

$$q_{vd2} := \frac{0.032 \cdot 287 \cdot 305}{306700}$$

$$q_{vd2} = 9.209 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad \approx 33 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$D_2' := \sqrt[3]{\frac{4 \cdot q_{vd2}}{\pi \cdot \xi_2 \cdot \lambda_2 \cdot n}}$$

$$D_2' := \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0.00921}{\pi \cdot 0.8 \cdot 0.672 \cdot 24}}$$

$$D_2 := 97 \cdot \text{mm}$$

2.7. UŠTEDA NA RADU I SNAGA KOMPRESORA

UŠTEDA NA RADU

Tehnički rad I.stupnja kompresije [1]

$$W_{\text{tehn1}} := \frac{n_1}{n_1 - 1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_m}{p_1} \right)^{\frac{n_1 - 1}{n_1}} - 1 \right]$$

- tehnički rad komprimiranja

$$W_{\text{tehn1}} := \frac{1.2}{1.2 - 1} \cdot 0.287 \cdot 300 \cdot \left[\left(\frac{3.317}{1} \right)^{\frac{1.2 - 1}{1.2}} - 1 \right]$$

$$W_{\text{tehn1}} = 114.266 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Tehnički rad II.stupnja kompresije [1]

$$W_{\text{tehn2}} := \frac{n_2}{n_2 - 1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_m} \right)^{\frac{n_2 - 1}{n_2}} - 1 \right]$$

- tehnički rad komprimiranja

$$W_{\text{tehn2}} := \frac{1.3}{1.3 - 1} \cdot 0.287 \cdot 300 \cdot \left[\left(\frac{11}{3.317} \right)^{\frac{1.3 - 1}{1.3}} - 1 \right]$$

$$W_{\text{tehn2}} = 118.924 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Ukupni tehnički rad za oba stupnja kompresije

$$W_{\text{tehn}} := W_{\text{tehn1}} + W_{\text{tehn2}}$$

$$W_{\text{tehn}} := 114.266 + 118.924$$

$$W_{\text{tehn}} = 233.19 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Tehnički rad kompresora kada bi se kompresija obavljala u jednom stupnju kompresije [1]

$$z := \frac{n_1 + n_2}{2} \quad \text{- srednji eksponent politrope}$$

$$z := \frac{1.2 + 1.3}{2} \quad z = 1.25$$

$$W_{\text{tehn1st}} := \frac{z}{z-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{z-1}{z}} - 1 \right]$$

$$W_{\text{tehn1st}} := \frac{1.25}{1.25-1} \cdot 0.287 \cdot 300 \cdot \left[\left(\frac{11}{1} \right)^{\frac{1.25-1}{1.25}} - 1 \right]$$

$$W_{\text{tehn1st}} = 264.927 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Ušteda na radu zbog dvostupanjske kompresije

$$\Delta W_{\text{tehn}} := W_{\text{tehn1st}} - W_{\text{tehn}}$$

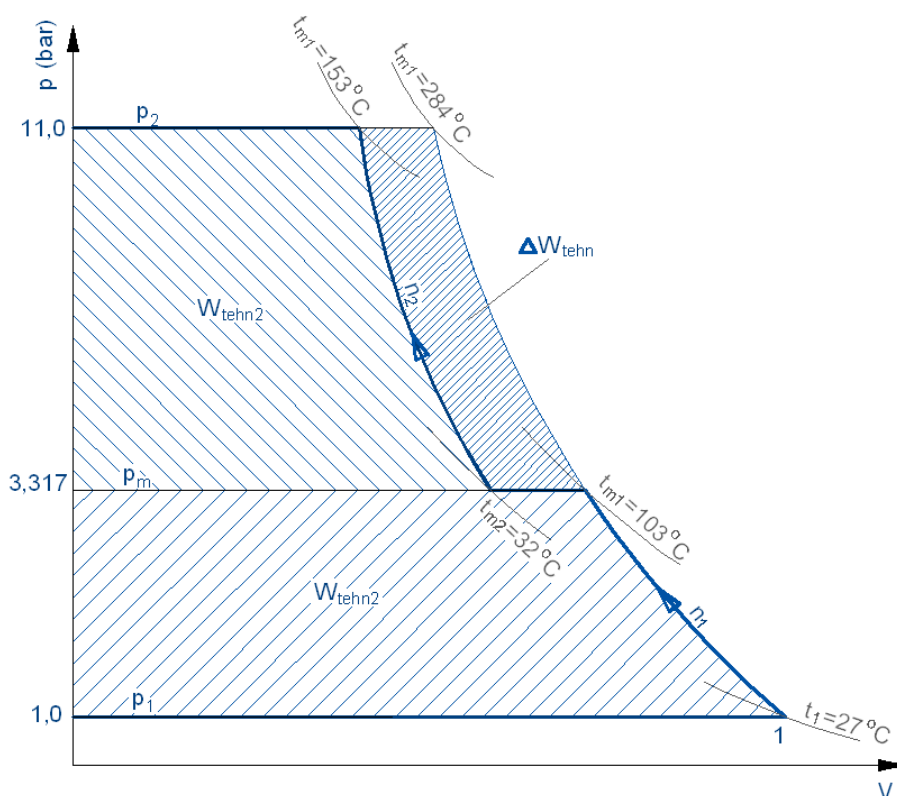
$$\Delta W_{\text{tehn}} := 264.927 - 233.19$$

$$\Delta W_{\text{tehn}} = 31.738 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\Delta W := \frac{\Delta W_{\text{tehn}}}{W_{\text{tehn1st}}} \cdot 100\%$$

$$\Delta W := \frac{31.738}{264.927} \cdot 100\%$$

$$\Delta W = 11.98\%$$



Slika 3. Prikaz uštede na radu zbog dvostupanjske kompresije u pV-dijagramu.

STVARNA UNUTRAŠNJA SNAGA KOMPRESORA

$$V_1 := \frac{D_1^2 \cdot \pi \cdot s}{4} \quad V_1 = 1.608 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$V_{01} := \varepsilon_{01} \cdot V_1 \quad V_{01} = 6.434 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Unutrašnja snaga komprimiranja I.stupnja kompresije

$$P_1 := \frac{n_1}{n_1 - 1} \cdot q_m \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_{is1}}{p_{us1}} \right)^{\frac{n_1 - 1}{n_1}} - 1 \right] - \left[\frac{m_1}{m_1 - 1} V_{01} \left(\frac{p_{is1}}{p_{us1}} \right)^{\frac{1}{m_1}} \cdot p_{is1} \cdot \left[\left(\frac{p_{is1}}{p_{us1}} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - 1 \right] \right] \cdot \frac{n}{60}$$

$$P_1 := \frac{1.2}{1.2 - 1} \cdot 0.032 \cdot 0.287 \cdot 300 \cdot \left[\left(\frac{2.888}{0.94} \right)^{\frac{1.2 - 1}{1.2}} - 1 \right] - \left[\frac{1.25}{1.25 - 1} \cdot 6.434 \cdot 10^{-5} \left(\frac{2.888}{0.94} \right)^{\frac{1}{1.25}} \cdot 2.888 \cdot 10^5 \cdot \left[\left(\frac{2.888}{0.94} \right)^{\frac{1.25 - 1}{1.25}} - 1 \right] \right] \cdot \frac{1440}{60}$$

$$P_1 = 4.398 \text{ kW}$$

Unutrašnja snaga komprimiranja II.stupnja kompresije

$$V_2 := \frac{D_2^2 \cdot \pi \cdot s}{4} \quad V_2 = 5.912 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$V_{02} := \varepsilon_{02} \cdot V_2 \quad V_{02} = 3.547 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$P_2 := \frac{n_2}{n_2 - 1} \cdot q_m \cdot R \cdot T_{m2} \cdot \left[\left(\frac{p_{is2}}{p_{us2}} \right)^{\frac{n_2 - 1}{n_2}} - 1 \right] - \left[\frac{m_2}{m_2 - 1} V_{02} \left(\frac{p_{is2}}{p_{us2}} \right)^{\frac{1}{m_2}} \cdot p_{is2} \cdot \left[\left(\frac{p_{is2}}{p_{us2}} \right)^{\frac{m_2 - 1}{m_2}} - 1 \right] \right] \cdot \frac{n}{60}$$

$$P_2 := \frac{1.3}{1.3 - 1} \cdot 0.032 \cdot 0.287 \cdot 305 \cdot \left[\left(\frac{12.1}{3.852} \right)^{\frac{1.3 - 1}{1.3}} - 1 \right] - \left[\frac{1.35}{1.35 - 1} \cdot 3.547 \cdot 10^{-5} \left(\frac{12.1}{2.852} \right)^{\frac{1}{1.35}} \cdot 12.1 \cdot 10^5 \cdot \left[\left(\frac{12.1}{2.852} \right)^{\frac{1.35 - 1}{1.35}} - 1 \right] \right] \cdot \frac{1440}{60}$$

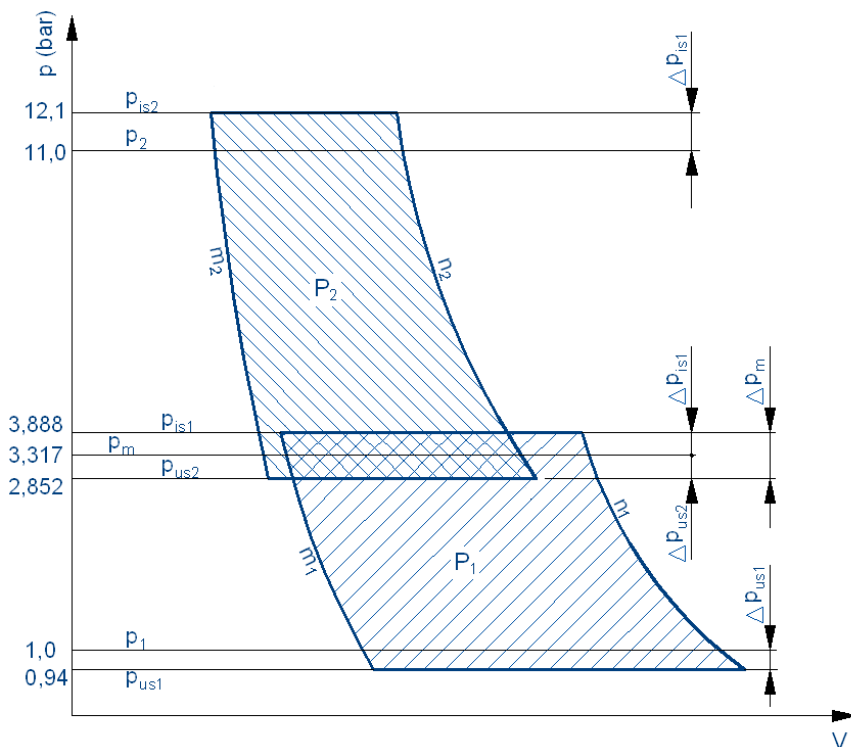
$$P_2 = 4.757 \cdot \text{kW}$$

Unutrašnja snaga kompresora

$$P := P_1 + P_2$$

$$P := 4.398 + 4.757$$

$$P = 9.155 \text{ kW}$$



Slika 4. Prikaz snaga I. i II.stupnja kompresije u pV-dijagramu

Potrebna snaga elektromotora

$\eta_L := 0.98$ - korisnost ležajeva (2 leteća i dva noseća ležaja)

$\eta_R := 0.92$ - korisnost remenskog prijenosa

$\eta := \eta_L^4 \cdot \eta_R$ - ukupna korisnost

$\eta := 0.98^4 \cdot 0.92$

$\eta = 0.849$

$$P_{el} := \frac{P}{\eta}$$

$$P_{el} := \frac{9.155}{0.849}$$

$P_{el} = 10.788 \cdot \text{kW}$ - proračunska snaga elektromotora

Odabrana snaga elektromotora je 11,5 kW, što će zadovoljiti i dodatnu snagu za pogon ventilatora (cca. 500 W).

2.8. VOLUMEN SPREMNIKA STLAČENOG ZRAKA [1]

$$v_{\max} := 60 \cdot \frac{1}{\text{hr}} \quad \text{intermitencija}$$

$$\gamma := 0.8 \quad \text{omjer potrošnje i dobave}$$

$$T_{\text{TS}} := 300 \cdot \text{K} \quad \text{temp. zraka u spremniku}$$

$$\Delta p_{\text{TS}} := 1 \cdot \text{bar} \quad \text{promjena tlaka u tlačnom spremniku}$$

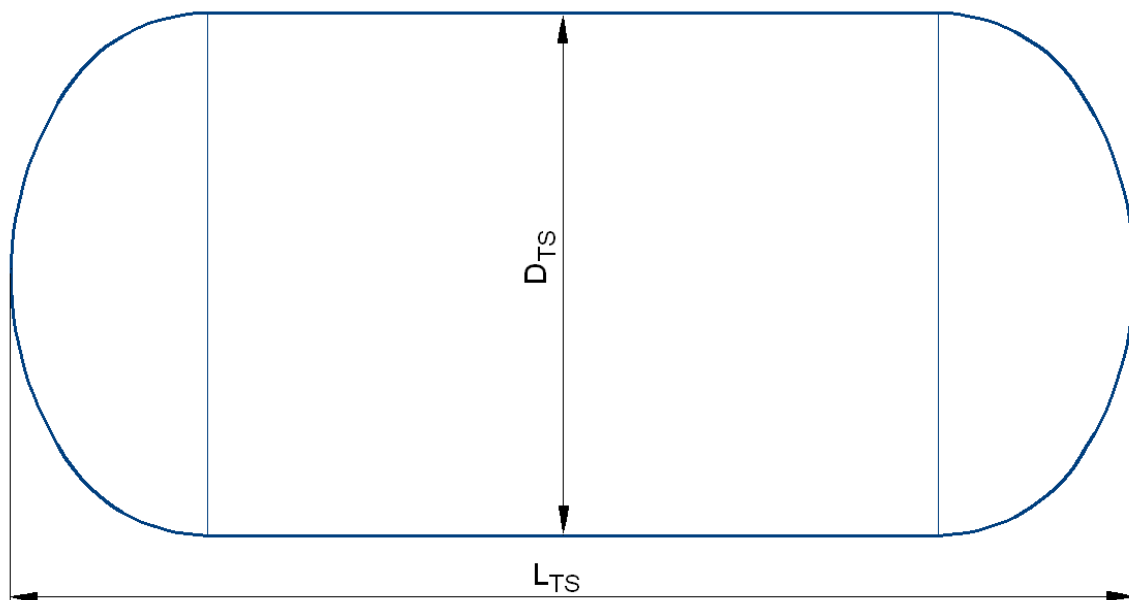
$$V_{\text{TS}} := \frac{q_{\text{vd}} \cdot p_1 \cdot T_{\text{TS}}}{4 \cdot v_{\max} \cdot \Delta p_{\text{TS}} \cdot T_1}$$

$$V_{\text{TS}} := \frac{100 \cdot 100000 \cdot 300}{4 \cdot 60 \cdot 100000 \cdot 300}$$

$$V_{\text{TS}} = 0.417 \text{ m}^3 \quad (= 417 \text{ litara})$$

$$D_{\text{TS}} := \sqrt[3]{\frac{2 \cdot V_{\text{TS}}}{\pi}} \quad D_{\text{TS}} = 0.643 \text{ m} \quad \text{- promjer spremnika}$$

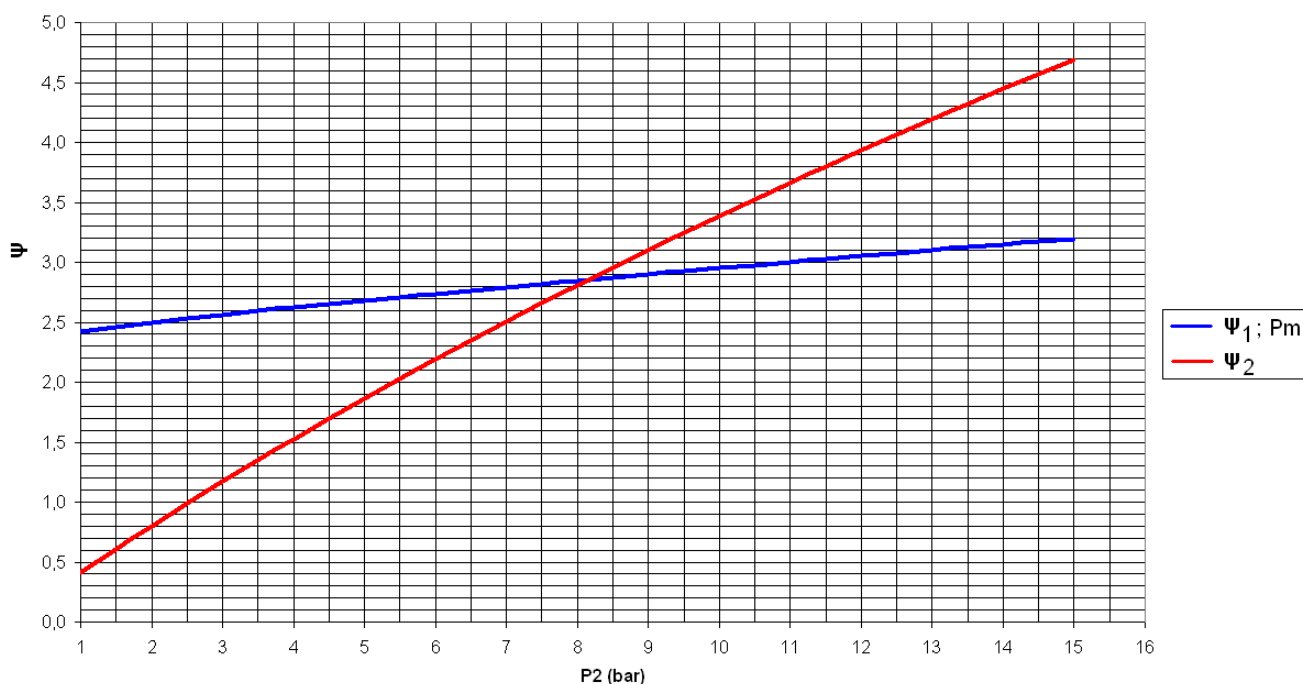
$$L_{\text{TS}} := 2 \cdot D_{\text{TS}} \quad L_{\text{TS}} = 1.285 \text{ m} \quad \text{- dužina spremnika}$$



Slika 5. Osnovne dimenzije tlačnog spremnika

3. SIMULACIJA RADA KOMPRESORA PRI PUŠTANJU U POGON

3.1. PRILAGOĐAVANJE TLAKOVA PRI PUŠTANJU U POGON



Slika 6. Dijagram prikazuje prilagođavanje tlakova pri puštanju u pogon.

Simulacija je rađena uz pretpostavku da je protočna masa zraka kroz oba stupnja kompresije jednaka:

$$Q_{m1} = Q_{m2}$$

$$V_1 \cdot \lambda_1 \cdot \rho_1 \cdot n = V_2 \cdot \lambda_2 \cdot \rho_{2m} \cdot n$$

$$V_1 \cdot \left[\left(\frac{p_{us1}}{p_1} \right)^{\frac{1}{n_1}} - \varepsilon_{01} \cdot \left[\left(\frac{p_{is1}}{p_1} \right)^{\frac{1}{m_1}} - \left(\frac{p_{us1}}{p_1} \right)^{\frac{1}{n_1}} \right] \right] \cdot \left[1 - k \cdot \left(\frac{p_m}{p_1} - 1 \right) \right] \cdot \lambda_{h1} \cdot \rho_1 =$$

$$V_2 \cdot \left[\left(\frac{p_{us2}}{p_m} \right)^{\frac{1}{n_2}} - \varepsilon_{02} \cdot \left[\left(\frac{p_{is2}}{p_m} \right)^{\frac{1}{m_2}} - \left(\frac{p_{us2}}{p_m} \right)^{\frac{1}{n_2}} \right] \right] \cdot \left[1 - k \cdot \left(\frac{p_{is2}}{p_m} - 1 \right) \right] \cdot \lambda_{h2} \cdot \rho_{2m}$$

Iteracijom uz promjenjivi p_m treba lijeva strana jednadžbe biti jednaka desnoj, odn. treba zadovoljiti pretpostavku da je protočna masa zraka u oba stupnja jednaka.

p_{is1} , p_{us2} i p_{2m} također su u ovisnosti o međutlaku p_m , prema izrazima:

$$p_{is1} := 1.09 \cdot p_m$$

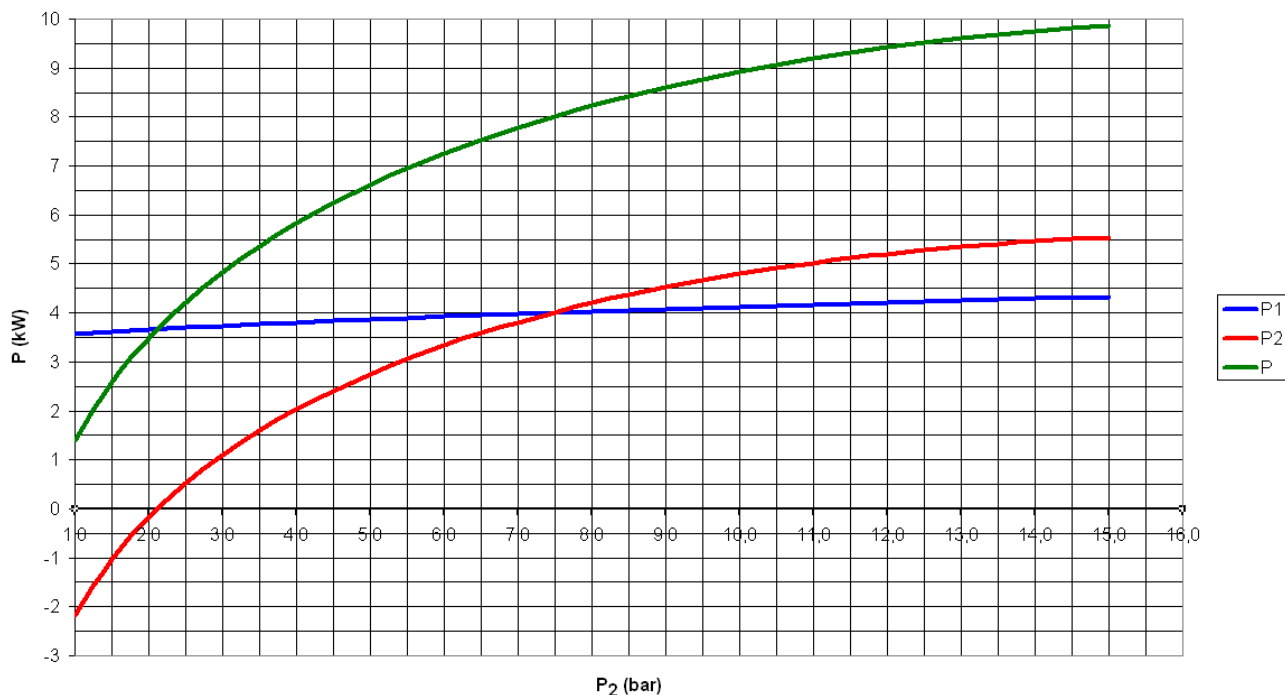
$$p_{us2} := 0.93 \cdot p_m$$

$$p_{2m} := \frac{p_m}{R \cdot T_{2m}}$$

U dijagramu je istodobno prikazana promjena omjera kompresije I. i II.stupnja kompresije u ovisnosti o trenutačnom tlaku tlačnog voda p_2 . Zbog pretpostavke jednakih protočnih masa kroz oba stupnja kompresije ψ_2 u početku ima vrijednosti manje od 1, jer u realnom slučaju pri pokretanju kompresora protočna masa u I.stupnju je znatno veća nego u II.stupnju, zbog većeg stapajnog volumena i akumulacije zraka u međuhladnjaku.

Iteracija je rađena u Microsoft Excel-u, a rezultati su tablično prikazani u prilogu.

3.2. PROMJENA SNAGE PRI PUŠTANJU U POGON



Slika 7. Dijagram prikazuje promjenu snaga pri puštanju u pogon

Simulacija je rađena uz pretpostavku da je protočna masa zraka kroz oba stupnja kompresije jednaka:

$$q_{m1} = q_{m2} = q_m$$

Rezultati dobave i međutlakovi dobiveni iteracijom iz prethodnog poglavlja koriste se u slijedećim izrazima za snagu, a rješenja su prikazana u dijagramu i tablicama koje se nalaze u prilogu.

$$P_1 := \frac{n_1}{n_1 - 1} \cdot q_m \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_{is1}}{p_{us1}} \right)^{\frac{n_1 - 1}{n_1}} - 1 \right] - \left[\frac{m_1}{m_1 - 1} V_{01} \left(\frac{p_{is1}}{p_{us1}} \right)^{\frac{1}{m_1}} \cdot p_{is1} \cdot \left[\left(\frac{p_{is1}}{p_{us1}} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - 1 \right] \right] \cdot \frac{n}{60}$$

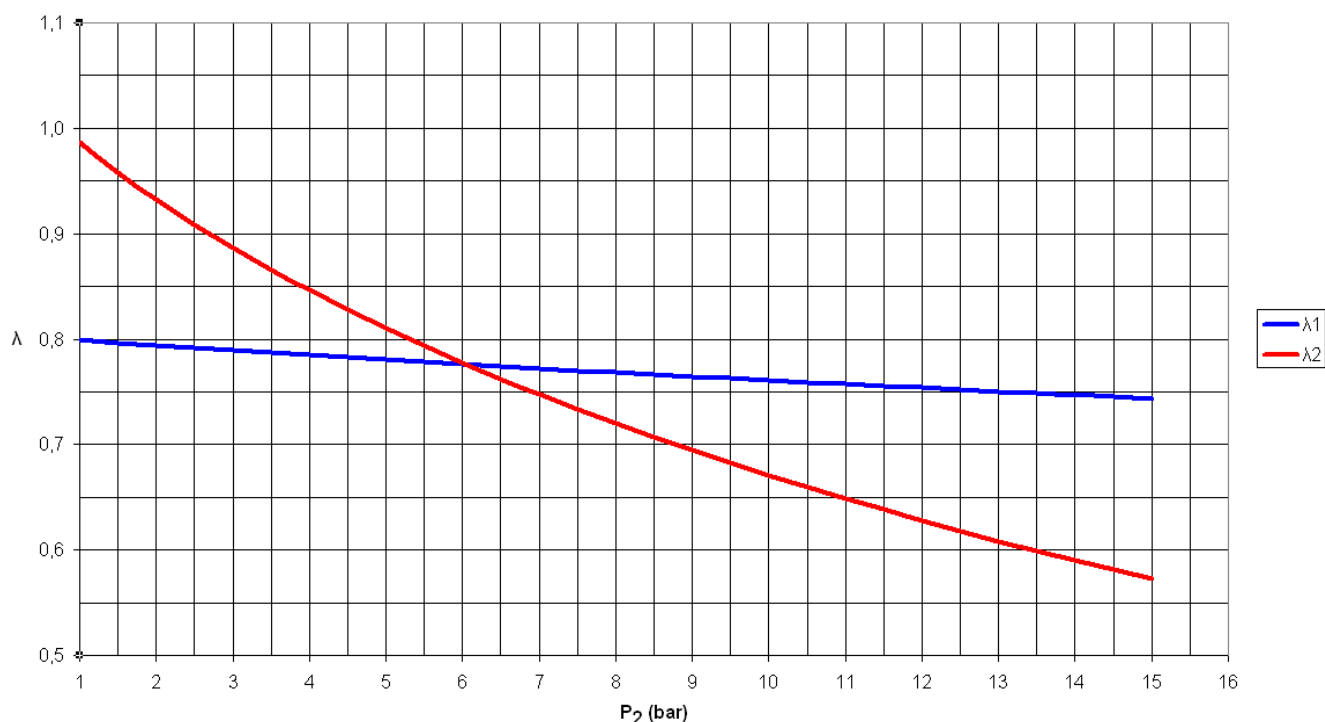
$$P_2 := \frac{n_2}{n_2 - 1} \cdot q_m \cdot R \cdot T_{m2} \cdot \left[\left(\frac{p_{is2}}{p_{us2}} \right)^{\frac{n_2 - 1}{n_2}} - 1 \right] - \left[\frac{m_2}{m_2 - 1} V_{02} \left(\frac{p_{is2}}{p_{us2}} \right)^{\frac{1}{m_2}} \cdot p_{is2} \cdot \left[\left(\frac{p_{is2}}{p_{us2}} \right)^{\frac{m_2 - 1}{m_2}} - 1 \right] \right] \cdot \frac{n}{60}$$

$$P := P_1 + P_2$$

U dijagramu krivulja P₂ do vrijednosti tlaka tlačnog voda 2,2 bara prikazuje da će do te točke II.stupanj kompresije davati snagu, a razlog je što je tlak u međuhladjaku veći nego na kraju kompresije II.stupnja. To naravno u stvarnom slučaju nije tako, jer kompresor je radni stroj kojemu treba dovoditi snagu za komprimiranje zraka, a greška nastaje zbog pretpostavke da će i u startu protočna masa biti jednaka u oba stupnja kompresije.

Pri pokretanju kompresora iz dijagrama je vidljivo da će za komprimiranje zraka veća snaga trebati u I.stupnju kompresije P_1 , a razlog tomu je veći omjer kompresije nego u II.stupnju, jer su jednadžbe približno jednake, a najutjecajni je omjer kompresije. Kada se dođe do radne točke za što je kompresor konstruiran, snage će biti jednake, a nakon toga veća snaga će biti potrebna za komprimiranje u II.stupnju kompresije (ako je dobava veća od potrošnje).

3.3. PROMJENA VOLUMETRIČKOG STUPNJA DJELOVANJA PRI PUŠTANJU U POGON



Slika 8. Dijagram prikazuje promjenu volumetričkog stupnja djelovanja I. i II. stupnja kompresije

U dijagramu je istodobno prikazana promjena volumetričkog stupnja djelovanja I. i II. stupnja kompresije u ovisnosti o trenutnom tlaku tlačnog voda p_2 . λ_1 i λ_2 dobiveni su od ukupnih gubitaka, a to su :

λ_s – Volumetrijski stupanj djelovanja zbog štetnog prostora

λ_u – Volumetrijski stupanj usisavanja

λ_q – Volumetrijski stupanj djelovanja zbog izmjene topline

λ_h – Volumetrijski stupanj djelovanja zbog propuštanja

$$\lambda_1 := \lambda_{s1} \cdot \lambda_{u1} \cdot \lambda_{q1} \cdot \lambda_{h1} \quad - \text{ Ukupni volumetrijski stupanj djelovanja I. stupnja}$$

$$\lambda_2 := \lambda_{s2} \cdot \lambda_{u2} \cdot \lambda_{q2} \cdot \lambda_{h2} \quad - \text{ Ukupni volumetrijski stupanj djelovanja II. stupnja}$$

$$\lambda_{s1} := 1 - \varepsilon_{01} \cdot \left[\left(\frac{p_{is1}}{p_{us1}} \right)^{\frac{1}{m_1}} - 1 \right]$$

$$\lambda_{u1} := \left(\frac{p_{us1}}{p_1} \right)^{\frac{1}{n_1}} - \varepsilon_{01} \cdot \left[\left(\frac{p_{is1}}{p_1} \right)^{\frac{1}{m_1}} - \left(\frac{p_{us1}}{p_1} \right)^{\frac{1}{n_1}} \right]$$

$$\lambda_{q1} := 1 - k \cdot \left(\frac{p_m}{p_1} - 1 \right)$$

$$\lambda_{h1} := 0.98$$

$$\lambda_{s2} := 1 - \varepsilon_{02} \cdot \left[\left(\frac{p_{is2}}{p_{us2}} \right)^{\frac{1}{m_2}} - 1 \right]$$

$$\lambda_{u2} := \left(\frac{p_{us2}}{p_m} \right)^{\frac{1}{n_2}} - \varepsilon_{02} \cdot \left[\left(\frac{p_{is2}}{p_m} \right)^{\frac{1}{m_2}} - \left(\frac{p_{us2}}{p_m} \right)^{\frac{1}{n_2}} \right]$$

$$\lambda_{q2} := 1 - k \cdot \left(\frac{p_{is2}}{p_m} - 1 \right)$$

$$\lambda_{h2} := 0.98$$

Vrijednosti p_m određene su interpolacijom u poglavlju 3.1.

p_{is1} , p_{us2} u ovisnosti su o međutlaku p_m , prema izrazima:

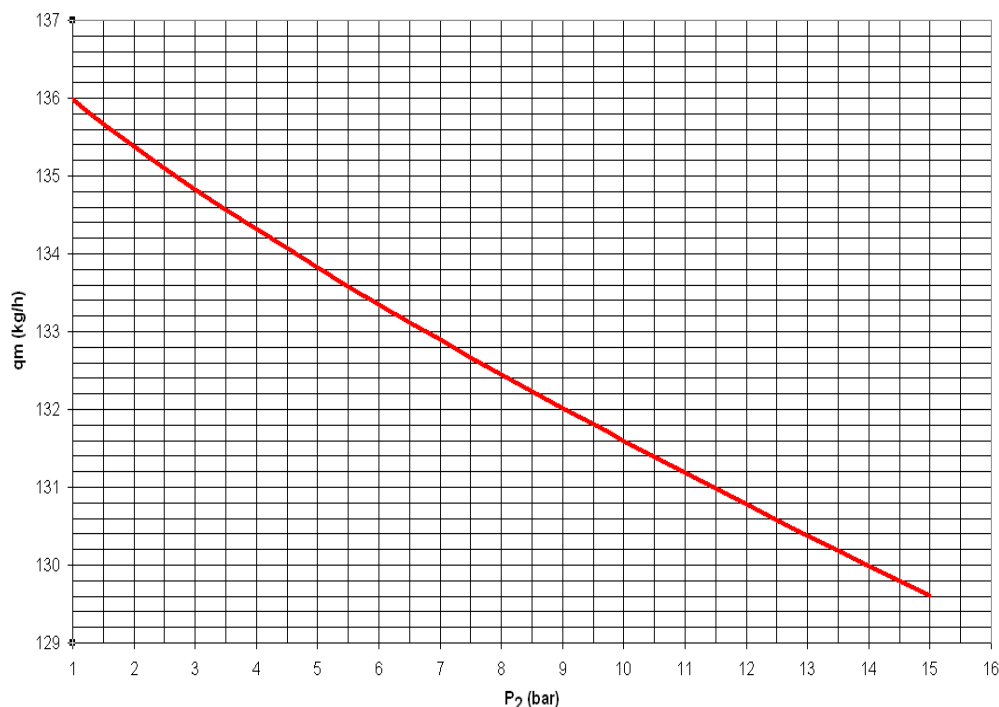
$$p_{is1} := 1.09 \cdot p_m$$

$$p_{us2} := 0.93 \cdot p_m$$

U samom startu λ_2 ima vrijednos gotovo 1, što znači da gotovo i nema gubitaka. Ovo također proizlazi iz pretpostavke jednakih masenih protoka kroz oba stupnja kompresije. No, porastom tlaka u tlačnom vodu, raste i omjer kompresije, što dovodi do pada volumetričkog stupnja djelovanja.

Rezultati su tablično prikazani u prilogu.

3.4. DOBAVA PRI PUŠTANJU U POGON



Slika 9. Prikaz dobave kompresora u ovisnosti o trenutnom tlaku tlačnog voda.

Simulacija je rađena uz pretpostavku da je protočna masa zraka kroz oba stupnja kompresije jednaka:

$$q_{m1} = q_{m2} = q_m$$

$$V_1 \cdot \left[\left(\frac{p_{us1}}{p_1} \right)^{\frac{1}{n_1}} - \varepsilon_0 \cdot \left[\left(\frac{p_{is1}}{p_1} \right)^{\frac{1}{m_1}} - \left(\frac{p_{us1}}{p_1} \right)^{\frac{1}{n_1}} \right] \right] \cdot \left[1 - k \cdot \left(\frac{p_m}{p_1} - 1 \right) \right] \cdot \lambda_{h1} \cdot p_1 = q_m$$

Vrijednosti p_m određene su interpolacijom u poglavlju 3.1.

p_{is1} u ovisnosti su o međutlaku p_m , prema izrazu:

$$p_{is1} := 1.09 \cdot p_m$$

Krivulja bi imala jednak tijek i kada bi se koristila jednačba za q_{m2} , jer su međutlakovi određeni na način da zadovoljavaju pretpostavku da je maseni protok jednak u oba stupnja kompresije.

Iz dijagrama se vidi da će u startu kompresor imati znatno veću dobavu od projektirane, a razlog je taj što su u početku omjeri kompresija manji, padovi tlaka na ventilima i u međuhladnjaku su manji, tako da u samom startu gotovo da i nema otpora. No kako omjer kompresije raste otpori su sve veći, što dovodi do smanjivanja dobave zraka.

Rezultati su tablično prikazani u prilogu.

4. PRILOG

5. CRTEŽ I 3D MODELI

POPIS LITERATURE

- [1] M. Andrassy, *Stapni kompresori*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2004.
- [2] A. Galović, *Termodinamika I*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2002.
- [3] A. Galović, *Termodinamika I*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2002.
- [4] A. Kostelić, *Toplinske tablice*,
- [5] F. Frölich, *Kolbenverdichter*, Springer, Berlin, 1961.
- [6] E. Hercigonja, *Strojni elementi 1*, Školska knjiga, Zagreb, 1996.
- [7] E. Hercigonja, *Strojni elementi 2*, Školska knjiga, Zagreb, 1998.
- [8] Skupina autora, *Tehnička enciklopedija 7*, Jugoslovenski leksikografski zavod, Zagreb, 1985.
- [9] Skupina autora, *Inženjerski priručnik IP1*,
- [10] B. Kraut, *Krautov strojarski priručnik*, Axiom, Zagreb, 1997.