

# Usklađivanje radne točke turbine i kompresora mlaznog motora

---

**Vlašić, Patrik**

**Undergraduate thesis / Završni rad**

**2025**

*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://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:359446>

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

*Download date / Datum preuzimanja:* **2025-02-27**

*Repository / Repozitorij:*

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

**Patrik Vlašić**

Zagreb, 2025.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

Mentor:

doc. dr. sc. Tessa Uroić

Student:

Patrik Vlašić

Zagreb, 2025.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Patrik Vlašić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite  
Povjerenstvo za završne i diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:  
Procesno-energetski, konstrukcijski, inženjersko modeliranje i računalne simulacije i brodstrojarski

Sveučilište u Zagrebu	
Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 – 04 / 25 – 06 / 1	
Ur.broj: 15 – 25 –	

## ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Patrik Vlašić** JMBAG: **0035238606**

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Usklađivanje radne točke turbine i kompresora mlaznog motora**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Turbine-compressor matching in a jet engine**

Opis zadatka:

Proračun tijekom konstruiranje mlaznog motora provodi se za nominalne uvjete rada, ali će motor tijekom radnog vijeka, pa tako i sve njegove komponente, biti izložen rasponu radnih točaka za različite uvjete leta zrakoplova. U nenominalnim uvjetima leta promjena radnih točaka svih komponenti motora, a osobito turbine i kompresora, mora biti usklađena kako bi se osigurala jednolika brzina vrtnje vratila koje povezuje turbinu i kompresor te kako bi se zadovoljili zakoni očuvanja mase i energije.

U okviru rada student će:

- opisati teorijske pretpostavke mape rada kompresora,
- prikazati kako pojedini gubici u kompresoru utječu na izgled mape rada,
- prikazati analitički proračun mape rada aksijalnog kompresora,
- opisati nestabilne pojave u radu kompresora,
- prikazati proračun usklađivanja radne točke turbine i kompresora za mlazni motor s jednim vratilom te ga provesti na primjeru stvarnog motora.

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

30. 11. 2024.

Datum predaje rada:

1. rok: 20. i 21. 2. 2025.  
2. rok: 10. i 11. 7. 2025.  
3. rok: 18. i 19. 9. 2025.

Predviđeni datumi obrane:

1. rok: 24. 2. – 28. 2. 2025.  
2. rok: 15. 7. – 18. 7. 2025.  
3. rok: 22. 9. – 26. 9. 2025.

Zadatak zadala:

Doc. dr. sc. Tessa Uroić

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Milan Vrdoljak

## SADRŽAJ

SADRŽAJ .....	I
POPIS SLIKA .....	II
POPIS TABLICA .....	III
POPIS OZNAKA .....	IV
SAŽETAK .....	IX
SUMMARY .....	X
1. UVOD .....	1
2. TEORIJSKE PRETPOSTAVKE MAPE RADA KOMPRESORA .....	3
3. GUBICI U NENOMINALNIM UVJETIMA RADA KOMPRESORA .....	7
4. MAPA RADA KOMPRESORA .....	9
4.1. EKSPERIMENTALNA MAPA RADA KOMPRESORA .....	9
4.2. ANALITIČKI PRORAČUN MAPE RADA AKSIJALNOG KOMPRESORA .....	11
5. NESTABILNE POJAVE U RADU KOMPRESORA .....	15
5.1. POJAVA PUMPANJA .....	15
5.2. POJAVA PREKIDA STRUJANJA .....	16
5.3. MODIFIKACIJA KUĆIŠTA ROTORA .....	16
6. PRORAČUN USKLAĐIVANJA RADNE TOČKE KOMPRESORA I TURBINE .....	17
6.1. DEFINIRANJE TEMELJNIH IZRAZA .....	17
6.2. PROBLEM PRVOG TIPA .....	20
6.3. PROBLEM DRUGOG TIPA .....	24
6.4. NUMERIČKI PRIMJER USKLAĐIVANJA RADNE TOČKE KOMPRESORA I TURBINE .....	26
7. ZAKLJUČAK .....	30
LITERATURA .....	31
PRILOZI .....	32

---

**POPIS SLIKA**

Slika 1.	Shematski presjek mlaznog motora [1] .....	1
Slika 2.	Trokuti brzina s prikazanim brzinama u nominalnim i nenominalnim uvjetima [2] .....	4
Slika 3.	Prikaz linearne veze protoka i entalpije [2] .....	6
Slika 4.	Prikaz toka fluida pod strujanjem kada otpor nije minimalan [2].....	8
Slika 5.	Dijagram u kojemu su prikazani gubici uslijed trenja te devijacije od toka kada je otpor najmanji [2].....	8
Slika 6.	Prikaz eksperimentalne metode određivanja krivulja konstantnih brzina vrtnje [5]9	
Slika 7.	Dijagramski prikaz karakteristične mape jednostupanjskog kompresora u bezdimenzijskom obliku [2] .....	11
Slika 8.	Prikaz mape rada kompresora [5] .....	15
Slika 9.	Shematski prikaz komponenti mlaznog motora zajedno s pripadajućim T,s dijagramom kružnog procesa [3] .....	17
Slika 10.	Prikaz mape kompresora sa zadanim stanjem C [3] .....	20
Slika 11.	Dijagramski prikaz problema prvog tipa (pronalaženje radne točke turbine uz poznavanje radne točke kompresora C) [3] .....	20
Slika 12.	Prikaz mape rada turbine i odabrane proizvoljne točke $T_1$ [3] .....	23
Slika 13.	Prikaz zadane točke na liniji gušenja [3] .....	24
Slika 14.	Prikaz grafičkog rješenja drugog tipa problema [3].....	25
Slika 15.	Zadana mapa kompresora i turbine te pojednostavljena shema mlaznog motora [3] .....	26

---

**POPIS TABLICA**

Tablica 1. Izračunate vrijednosti traženih veličina [Izvor: samostalna izrada].....29



---

**POPIS OZNAKA**

Oznaka	Jedinica	Opis
$a_s$	$m/s$	Brzina zvuka
$A$	$m^2$	Površina poprečnog presjeka
$AFR$	/	Omjer zraka i goriva
$c_f$	/	Koeficijent trenja
$c_m$	$m/s$	Aksijalna komponenta apsolutne brzine
$c_{pC}$	$J/kgK$	Specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku za kompresor
$c_{pT}$	$J/kgK$	Specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku za turbinu
$c_u$	$m/s$	Obodna komponenta apsolutne brzine
$dp_t$	$Pa$	Diferencijalni prirast zaustavnog tlaka
$dx$	$m$	Diferencijal duljine
$D$	$m$	Srednji promjer
$f$	/	Omjer opterećenja stupnja u nenominalnim i nominalnim uvjetima,
$g$	/	Omjer koeficijenata protoka u nenominalnim i nominalnim uvjetima.
$H$	$J/kg$	Prirast specifične entalpije

---

$k_{coll}$	/	Koeficijent gubitka uslijed devijacije od idealnog toka
$\dot{m}$	kg/s	Maseni protok
$\dot{m}^*$	/	Bezdimenzijski koeficijent masenog protoka
$\dot{m}_c$	kg/s	Korigirani maseni protok
$M$	/	Machov broj struje zraka
$M_\infty$	/	Machov broj slobodne struje zraka
$N$	1/s	Brzina vrtnje
$N^*$	/	Bezdimenzijski koeficijent brzine vrtnje
$N_c$	1/s	Korigirana brzina vrtnje
$p$	Pa	Statički tlak
$p^*$	/	Bezdimenzijski koeficijent tlaka
$p_{STP}$	Pa	Statički tlak pri standardnim okolišnim uvjetima
$p_t$	Pa	Zaustavni tlak
$p_\infty$	Pa	Statički tlak slobodne struje zraka
$p_{\infty,t}$	Pa	Zaustavni tlak slobodne struje zraka

---

$R$	$J/kgK$	Specifična plinska konstanta
$R_{smjese}$	$J/kgK$	Specifična plinska konstanta smjese goriva i zraka
$R_{zrak}$	$J/kgK$	Specifična plinska konstanta zraka
$Re$	/	Reynoldsov broj
$T$	$K$	Statička temperatura
$T_{STP}$	$K$	Statička temperatura pri standardnim okolišnim uvjetima
$T_t$	$K$	Zaustavna temperatura
$T_\infty$	$K$	Statička temperatura slobodne struje
$u$	$m/s$	Obodna brzina
$v$	$m^3/kg$	Specifični volumen
$\dot{V}$	$m^3/s$	Volumni protok
$w$	$m/s$	Relativna brzina
$w_n$	$m/s$	Normalna komponenta relativne brzine
$\beta$	$rad$	Kut između relativne brzine i aksijalne komponente totalne brzine
$\delta$	/	Faktor korekcije tlaka

---

---

$\Delta h_{coll}$	$J/kg$	Gubitak specifične entalpije uslijed devijacije od idealnog smjera strujanja
$\Delta p$	$Pa$	Promjena statičkog tlaka
$\Delta p_s$	$Pa$	Promjena statičkog tlaka stupnja kompresora
$\Delta p_t$	$Pa$	Promjena zaustavnog tlaka
$\eta_c$	/	Izentropska iskoristivost kompresora
$\eta_{cp}$	/	Politropska iskoristivost kompresora
$\eta_m$	/	Mehanička iskoristivost
$\eta_T$	/	Izentropska iskoristivost turbine
$\theta$	/	Faktor korekcije temperature
$\kappa_c$	/	Izentropski eksponent za kompresor
$\kappa_T$	/	Izentropski eksponent za turbinu
$\nu$	/	Politropski eksponent
$\pi_c$	/	Omjer tlakova nakon i prije kompresije u kompresoru
$\pi_T$	/	Omjer tlakova nakon i prije ekspanzije u turbini
$\rho$	$kg/m^3$	Gustoća

---

$\rho^*$	/	Bezdimenzijski koeficijent gustoće
$\tau_C$	/	Omjer temperatura nakon i prije kompresije u kompresoru
$\tau_T$	/	Omjer temperatura nakon i prije ekspanzije u turbini
$\varphi_s$	/	Faktor protoka
$\psi_s$	/	Faktor opterećenja stupnja

---

**SAŽETAK**

Kod mlaznih motora potrebno je uzeti u obzir parametre motora tijekom nenominalnih uvjeta rada. Mlazni motor će biti u nenominalnim uvjetima rada u svim slučajevima osim pri ravnotežnom horizontalnom letu, tzv. krstarenju. U nominalnim radnim uvjetima rad pojedinih komponenata motora je optimalan, odnosno komponente su proračunate za nominalne radne uvjete, a u nenominalnim uvjetima ključno je uskladiti radne točke kompresora i turbine kako bi se osigurala jednolika brzina vrtnje vratila te kako bi se zadovoljili zakoni očuvanja mase i energije. U radu su stoga obrađeni nenominalni uvjeti rada mlaznog motora s naglaskom na usklađivanje rada kompresora i turbine. Prikazane su teorijske pretpostavke mape rada kompresora, analitički proračun mape kompresora, nestabilne pojave kod rada kompresora te proračun usklađivanja radne točke turbine i kompresora za izvedbu mlaznog motora s jednim vratilom.

Ključne riječi: mlazni motor, nominalni uvjeti, nenominalni uvjeti, mapa rada kompresora.

**SUMMARY**

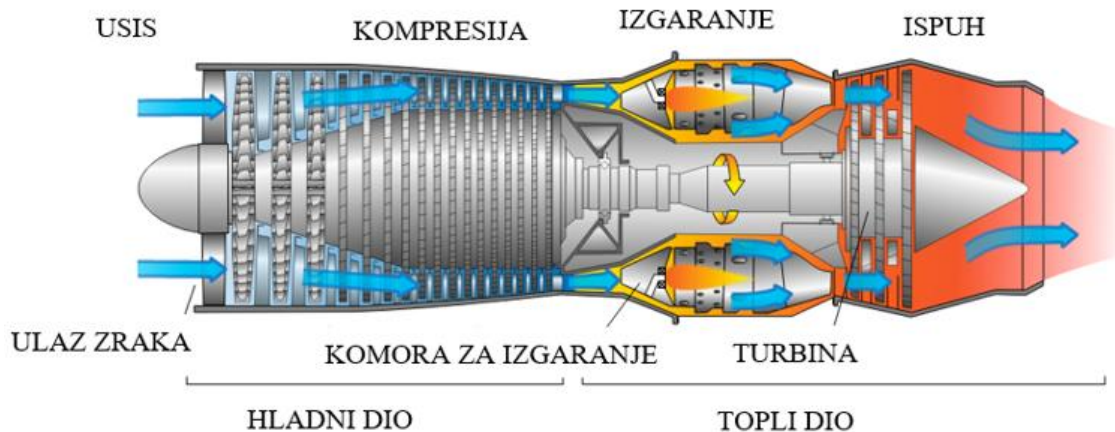
When analyzing jet engines, it is essential to consider engine parameters during off-design operating conditions. A jet engine operates under off-design conditions in all cases except during steady-level flight, known as cruising. In nominal operating conditions, the performance of individual engine components is optimal, as they are designed for these conditions. However, under off-design conditions, it is crucial to match the operating points of the compressor and turbine to ensure a uniform shaft rotational speed while satisfying the principles of mass and energy conservation.

This study focuses on off-design operation of a jet engine, with an emphasis on matching the performance of the compressor and turbine. It presents theoretical assumptions regarding compressor maps, an analytical calculation of the compressor map, unstable phenomena during compressor operation, matching the operating point of the turbine and compressor for a single-shaft jet engine configuration.

Key words: jet engine, off-design conditions, on-design conditions, compressor map.

## 1. UVOD

U uvodu su navedeni teorijski podaci prikazan u knjizi [4]. U projektnoj točki rad svih komponenti motora je optimalan i usklađen, ali u stvarnim uvjetima eksploatacije komponente motora rijetko rade pri optimalnim uvjetima pa je potrebno procijeniti utjecaj nenominalnih uvjeta leta na performanse komponenti i čitavog motora čiji primjer je prikazan na slici 1.



Slika 1. Shematski presjek mlaznog motora [1]

Pri polijetanju, slijetanju i horizontalnom ravnotežnom letu potrebna snaga je različita pa pri različitim uvjetima leta motor mora imati dovoljno snage za pogon zrakoplova. Kod motora namijenjenih za pogon civilnih zrakoplova koji lete podzvučnim brzinama, raspon kritičnih operativnih uvjeta relativno je uzak, ali za motore koji su namijenjeni za veće brzine leta te za borbene zrakoplove, performanse motora mogu biti izrazito narušene u većem rasponu operativnih uvjeta. Nenominalne uvjete moguće je opisati analitičkim proračunom bez potrebom za numeričke metode koje zahtijevaju značajne računalne resurse, te nisu potrebni detaljni podaci o performansama pojedinih komponenti, što se može koristiti za analizu osjetljivosti na ulazne parametre, odnosno ako nije potrebna visoka preciznost rezultata proračuna. Performanse motora primarno su određene statičkim tlakom i temperaturom na ulazu, protokom goriva te tlakom okoliša. Od svih prethodno navedenih veličina jedino protok goriva možemo promatrati kao neovisnu (kontrolnu) varijablu. O protoku goriva ovise sila potiska, maseni protok zraka, brzina vrtnje vratila te tlakovi i temperature unutar motora. Ako motor radi u stacionarnom stanju, to podrazumijeva nezavisnost o vremenskom trenutku, tj. određene bezdimenzijske vrijednosti proračuna trebaju biti konstantne.



---

Proračun se može provesti uz različite početne pretpostavke, ako se radi o izvedbi motora s više vratila:

1. Brzina vrtnje kompresora i turbine mora biti ista na oba vratila;
2. Maseni protok kroz kompresor i turbinu mora biti jednak, pri čemu se zanemaruje maseni protok goriva jer je nekoliko redova veličine manji u odnosu na maseni protok zraka;
3. Snaga koju dobijemo od turbine mora biti ista snazi koju utrošimo za pogon kompresora na istom vratilu;
4. Porast tlaka u kompresoru mora biti jednak padu tlaka u procesu ekspanzije, uključujući komoru izgaranja, turbinu i mlaznicu.

Za detaljniji i precizniji proračun bilo bi potrebno uzeti u obzir i gubitak tlaka u komori izgaranja, te odvajanja dijela protoka za različite sustave zrakoplova. Za procjenu vrijednosti ovi gubici se mogu zanemariti uz dovoljno dobre vrijednosti za kvalitativnu usporedbu.

## 2. TEORIJSKE PRETPOSTAVKE MAPE RADA KOMPRESORA

U radu je korišten teorijski pristup prikazan u knjizi [2]. Mlazni motori kod zrakoplova trebali bi biti konstruirani tako da rade sigurno i učinkovito u bilo kakvim okolišnim uvjetima te zadanim uvjetima rada, no zrakoplovni motor nalaziti će se u nenominalnim uvjetima rada uvijek osim u krstarenju. Iz tog razloga potrebno je odrediti performanse mlaznog motora u zadanim nenominalnim uvjetima rada.

Za jednostupanjski kompresor vrijedi:

$$\frac{T_t}{T} = 1 + \frac{\kappa_C - 1}{2} M^2 = \left(\frac{p_t}{p}\right)^{\frac{\kappa_C - 1}{\kappa_C}}, \quad (2.1)$$

gdje su:  $T_t$  - zaustavna temperatura,

$T$  - statička temperatura

$\kappa_C$  - izentropski eksponent kompresora,

$M$  - Machov broj struje zraka,

$p_t$  - zaustavni tlak,

$p$  - statički tlak.

Koristeći izraz (2.1.), dalje se može pisati za omjere zaustavnih tlakova u nominalnim i nenominalnim uvjetima:

$$\frac{p_t}{\bar{p}_t} \sim \frac{p_{\infty,t}}{\bar{p}_{\infty,t}} \sim \frac{p_{\infty} \left[1 + \frac{\kappa_C - 1}{2} M_{\infty}^2\right]^{\frac{\kappa_C}{\kappa_C - 1}}}{\bar{p}_{\infty} \left[1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_{\infty}^2\right]^{\frac{\kappa_C}{\kappa_C - 1}}}, \quad (2.2)$$

gdje su:

$p_{\infty,t}$  - zaustavni tlak vanjske struje zraka dovoljno daleko od kompresora,

$p_{\infty}$  - statički tlak vanjske struje zraka dovoljno daleko od kompresora,

$M_{\infty}$  - Machov broj vanjske struje zraka.

Izraz (2.2) može se pisati uz uvjet da su izentropske iskoristivosti u nenominalnim i nominalnim uvjetima jednake. Veličine u nominalnim uvjetima označene su s potezom ( $\bar{\quad}$ ).

Dalje, vrijedi:

$$\dot{m} = \rho u A = \frac{\rho}{RT} M a_s \sim \frac{p_\infty}{T_\infty^{1/2}} \rightarrow \frac{\dot{m}}{\dot{m}_\infty} \sim \frac{p_\infty}{p_\infty} \sqrt{\frac{T_\infty}{T_\infty}} \cdot \frac{M_\infty}{M_\infty}, \quad (2.3)$$

gdje su:  $\dot{m}$  - maseni protok zraka,

$\rho$  - gustoća zraka,

$u$  - obodna brzina,

$A$  - površina poprečnog presjeka,

$R$  - specifična plinska konstanta zraka,

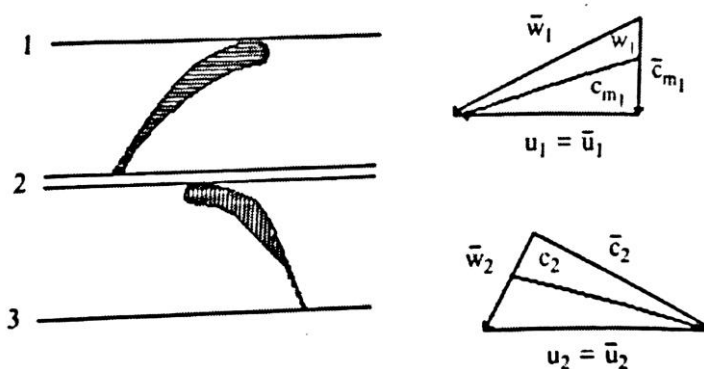
$a_s$  - brzina zvuka kroz kompresor,

$T_\infty$  - statička temperatura zraka dovoljno daleko od kompresora.

Također može se pisati:

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_\infty} \sim \frac{\rho c_m}{\rho c_{m_\infty}} \sim \frac{p}{p_\infty} \cdot \frac{\bar{T}}{\bar{T}_\infty} \cdot \frac{c_m}{c_{m_\infty}} \sim \frac{p}{p_\infty} \cdot \frac{\bar{T}_\infty}{T_\infty} \cdot \frac{c_m}{c_{m_\infty}} \sim \frac{p}{p_\infty} \sqrt{\frac{T_\infty}{T_\infty}} \cdot \frac{M_\infty}{M_\infty}, \quad (2.4)$$

gdje je  $c_m$  aksijalna komponenta apsolutne brzine kroz kompresor.



Slika 2. Trokuti brzina s prikazanim brzinama u nominalnim i nenominalnim uvjetima [2]

Na slici 2. prikazani su trokuti brzina aksijalnog kompresorskog stupnja, pri čemu gornji trokut predstavlja trokut brzina za rotorske lopatice, dok donji prikazuje trokut brzina za pripadajuće statorske lopatice. Na gornjoj slici su prikazane brzine na ulazu u rotor i ulazu u stator gdje su

brzine u nominalnim uvjetima označene s ( $\bar{\quad}$ ), a pripadajuće brzine za nenominalne uvjete bez poteza. Na gornjoj slici prikazani su:

$\bar{w}_1$  - relativna brzina na ulazu u rotor,

$\bar{c}_{m1}$  - aksijalna komponenta apsolutne brzine,

$\bar{u}_1$  - obodna brzina na ulazu u rotor,

$\bar{w}_2$  - relativna brzina na ulazu u stator,

$\bar{c}_2$  - apsolutna brzina na ulazu u stator,

$\bar{u}_2$  - obodna brzina na ulazu u stator.

Za omjer aksijalnih komponenta apsolutnih brzina kod kompresora u nenominalnim i nominalnim uvjetima može se pisati:

$$\frac{c_m}{\bar{c}_m} = \frac{\dot{V}}{\bar{\dot{V}}} \sim \frac{M_\infty}{\bar{M}_\infty} \sqrt{\frac{T_\infty}{\bar{T}_\infty}}, \quad (2.5)$$

gdje je  $\dot{V}$  volumni protok zraka.

Uz pretpostavku da je brzina vrtnje konstantna te da su tangencijalne komponente apsolutne brzine na ulazu jednake 0 dobivamo u nenominalnim uvjetima pozitivan napadni kut uz to da je  $c_{m1} < \bar{c}_{m1}$ . Zaključujemo da čak i uz jednake brzine vrtnje kompresora dobivamo zakretanje strujanja kod nenominalnih uvjeta što predstavlja napadni kut koji može uzrokovati odvajanja struje fluida na kompresorskim lopaticama. S druge strane, ako brzine vrtnje u nominalnim i nenominalnim uvjetima nisu jednake, postoji jedan smjer strujanja za nulti napadni kut kada je  $\frac{c_m}{\bar{c}_m} = \frac{u}{\bar{u}}$  (za najbolju izentropsku iskoristivost).

Prvo, proučit će se slučaj u kojemu su brzine vrtnje kompresora u nominalnim i nenominalnim uvjetima jednake, ali postoji zakretanje strujanja. Za nominalne uvjete vrijedi da je tangencijalna komponenta apsolutne brzine na ulazu jednaka nuli, stoga za prirast entalpije u nominalnim uvjetima možemo pisati:

$$\bar{H} = \bar{u}_2 \bar{c}_{u2} \rightarrow \bar{u}_2 = u_2 \rightarrow \bar{H} = u_2 \bar{c}_{u2}. \quad (2.6)$$

Za prirast entalpije u nenominalnim uvjetima vrijedi:

$$H = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}. \quad (2.7)$$

Tangencijalna komponenta apsolutne brzine na izlazu u nenominalnim uvjetima može se povezati s brzinom u nominalnim uvjetima uz pomoć trokuta brzina prikazan na slici 2. te koristeći jednadžbu (2.5):

$$c_{u2} = u_2 - w_{u2} = u_2 - c_{m2} \operatorname{ctg}(\beta_2) = \bar{u}_2 - \frac{\dot{V}}{\bar{V}} \bar{c}_{m2} \operatorname{ctg}(\beta_2), \quad (2.8)$$

gdje je  $\beta_2$  kut između relativne brzine na ulazu u stator i aksijalne komponente apsolutne brzine.

Za tangencijalnu komponentu apsolutne brzine na ulazu analogno gornjemu izrazu dobiva se:

$$c_{u1} = \bar{u}_1 - \frac{\dot{V}}{\bar{V}} \bar{c}_{m1} \operatorname{ctg}(\beta_1), \quad (2.9)$$

u kojem je  $\beta_1$  kut između relativne brzine na ulazu u rotor i aksijalne komponente apsolutne brzine.

Uvrštavajući jednadžbe (2.8) i (2.9) u jednadžbu (2.7) dobije se:

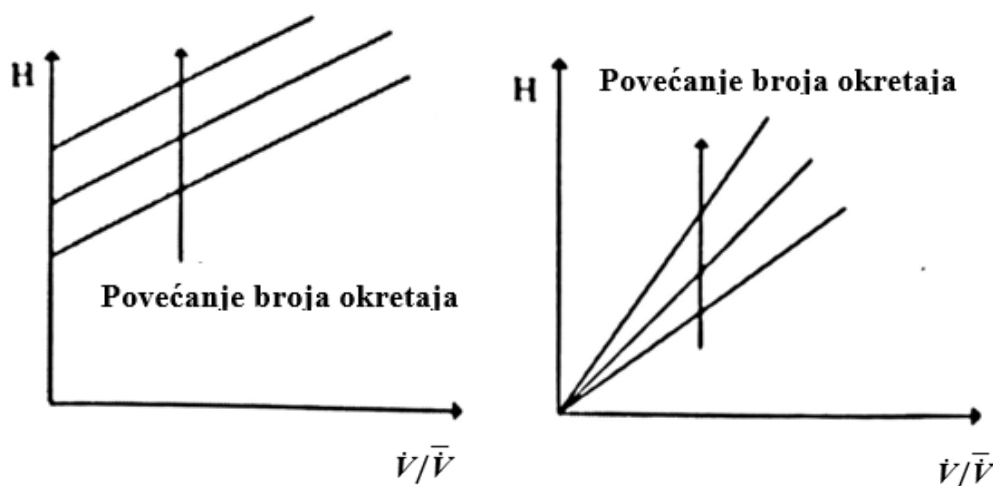
$$H = \bar{u}_2 \left[ \bar{u}_2 - \frac{\dot{V}}{\bar{V}} \bar{c}_{m2} \operatorname{ctg}(\beta_2) \right] - \bar{u}_1 \left[ \bar{u}_1 - \frac{\dot{V}}{\bar{V}} \bar{c}_{m1} \operatorname{ctg}(\beta_1) \right]. \quad (2.10)$$

Daljnijm sređivanjem izraza uz uvjet da je kod aksijalnih kompresora obodna brzina na ulazu i izlazu približno jednaka te da je  $\operatorname{ctg}(\beta_1) < \operatorname{ctg}(\beta_2)$  dolazi se do izraza:

$$H \approx \frac{\dot{V}}{\bar{V}} u \bar{c}_{m1} \operatorname{ctg}(\beta_1). \quad (2.11)$$

### CENTRIFUGALNI KOMPRESOR

### AKSIJALNI KOMPRESOR



Slika 3. Prikaz linearne veze protoka i entalpije [2]

Ovo daje linearnu vezu između entalpije i omjera volumenskih protoka u nominalnim te nenominalnim uvjetima, prikazano na slici 3.

### 3. GUBICI U NENOMINALNIM UVJETIMA RADA KOMPRESORA

U radu je korišten teorijski pristup prikazan u knjizi [2]. U ovom poglavlju uzimaju se u obzir različiti gubici koji se pojavljuju pri nenominalnim uvjetima rada. Prvo će se analizirati gubici uslijed trenja.

Može se pisati polazna jednadžba za izračunavanje gubitka uslijed trenja:

$$\frac{dp_t}{p_t} = -\kappa_c M^2 \left( \frac{2}{D} c_f dx \right), \quad (3.1)$$

gdje su:  $dp_t$  - diferencijal zaustavnog tlaka,

$D$  - srednji promjer kompresora,

$c_f$  - koeficijent trenja,

$dx$  - diferencijal duljine strujanja kroz kompresor.

Za koeficijent trenja u turbulentnom sloju  $c_f$  vrijedi:

$$c_f \sim Re^{0.8} \sim u^{0.8} \text{ i } M \sim u, \quad (3.2)$$

gdje  $Re$  predstavlja Reynoldsov broj.

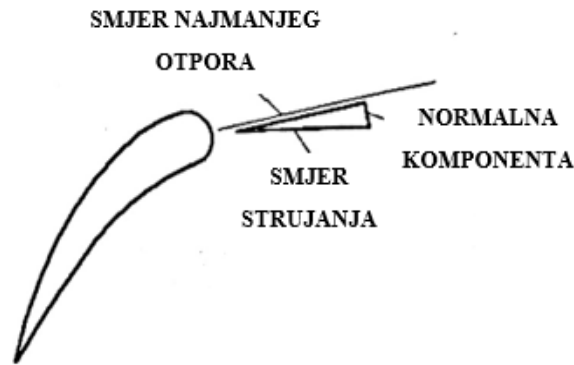
Uvrštavajući u izraz (3.2.) dobije se za gubitak specifične entalpije uslijed trenja:

$$\Delta H_m \sim \frac{dp_t}{p_t} \sim \frac{U^2}{U^{0.8}} \sim U^{1.2}. \quad (3.3)$$

Dalje, analizirat će se gubici uslijed viskoznosti što je direktno povezano s povećanjem otpora pojedinih aeroprofila pri različitim napadnim kutovima. Ovakvi gubici kod kompresora događaju se kada je tok fluida na ulazu pod različitim kutom nego što bi bio pri idealnom strujanju gdje je otpor najmanji, što je prikazano na slici 4. Ova devijacija od idealnog toka izražava se pomoću normalnih komponenata relativne brzine  $\overline{w_\infty}$  kod rotora te apsolutne brzine  $\overline{c_\infty}$  kod statora.

Normalna komponenta relativne brzine može se izraziti kao:

$$w_n \sim \left( \bar{V} - \dot{V} \right) = \bar{V} \left( 1 - \frac{\dot{V}}{\bar{V}} \right) \sim \left( 1 - \frac{\dot{V}}{\bar{V}} \right). \quad (3.4)$$



Slika 4. Prikaz toka fluida pod strujanjem kada otpor nije minimalan [2]

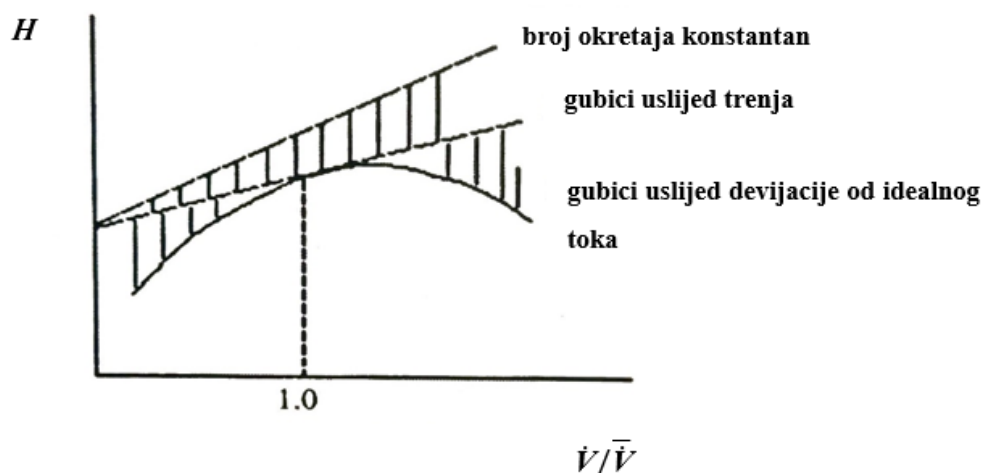
Za gubitak specifične entalpije uslijed devijacije od idealnog toka može se pisati:

$$\Delta h_{coll} = k_{coll} \frac{1}{2} \left(1 - \frac{\dot{V}}{\bar{V}}\right)^2, \quad (3.5)$$

gdje je  $k_{coll}$  koeficijent gubitka uslijed devijacije od idealnog toka. Uzimajući u obzir gubitak kod statora i rotora, dolazi se do konačnog izraza:

$$\Delta h_{coll} = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{\dot{V}}{\bar{V}}\right)^2 \left[ u_1^2 + u_2^2 \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \right], \quad k_{coll} = 0.5 \text{ do } 0.7, \quad (3.6)$$

gdje je  $D_1$  promjer na ulazu u rotor, a  $D_2$  promjer na ulazu u stator. Za optimalni rad motora pri bilo kojoj brzini vrtnje, maksimalna vrijednost entalpije  $H_{opt}$  se postiže u slučaju da je napadni kut takav da je otpor minimalan. Prikaz gubitaka pokazan je dijagramom na slici 5.



Slika 5. Dijagram u kojemu su prikazani gubici uslijed trenja te devijacije od toka kada je otpor najmanji [2]

## 4. MAPA RADA KOMPRESORA

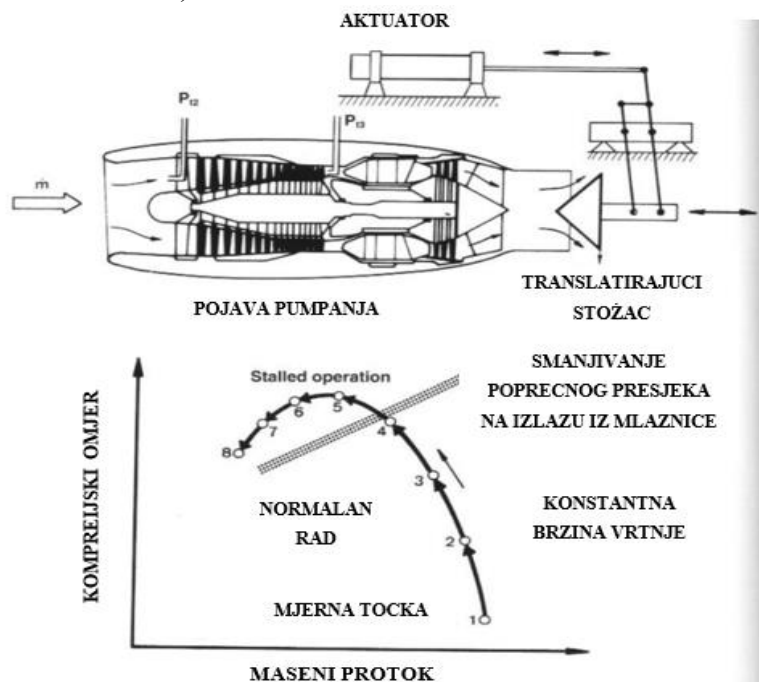
Općenito, provodi se analitički proračun mape rada višestupanjskog aksijalnog kompresora u nenominalnim uvjetima, za razliku od radijalnih kompresora te aksijalnih i radijalnih turbina. Kod radijalnih kompresora te aksijalnih i radijalnih turbina podliježe se eksperimentalnim mapama rada.

### 4.1. EKSPERIMENTALNA MAPA RADA KOMPRESORA

U radu je korišten teorijski pristup prikazan u knjizi [5]. Eksperimentalne mape rada dobivaju se testiranjima u posebnim mjernim stanicama koje omogućavaju mijenjanje masenog protoka zraka uz konstantnu brzinu vrtnje kompresora. Maseni protok zraka kontrolira se mijenjanjem poprečnog presjeka na ispuhu, najčešće sa stošcem koji se može aksijalno pomicati. Operativna krivulja kompresora dobiva se mjereći sljedeće veličine:

1. ukupni tlak na ulazu u kompresor,
2. ukupni tlak na izlazu iz kompresora,
3. maseni protok zraka (koristeći tlak i temperaturu na ulazu u motor),
4. faktor iskoristivosti.

Testiranje započinje uz potpuno otvorenu izlaznu mlaznicu za maksimalni protok kroz kompresor. (slika 6. - točka 1)



Slika 6. Prikaz eksperimentalne metode određivanja krivulja konstantnih brzina vrtnje [5]



Pomičući stožac u određenom broju koraka prema izlazu iz mlaznice, smanjuje se protok te se povećava tlak. Povlačeći liniju kroz dobivene točke dolazimo do krivulje za konstantan broj okretaja. Ovo pomicanje (te rast tlaka) ima limit. Blizu tjemena krivulje prikazane na slici 6. rast tlaka postaje sve manji i manji dok u jednom trenutku ne počne padati. Tada dolazi do prekida strujanja kompresorskih lopatica te do pojave pumpanja. U praksi cilj je izbjegnuti pojavu pumpanja koja je detaljnije obrađena u 5. poglavlju. Za različite brzine vrtnje mogu se odrediti i ostale krivulje na kompresorskoj mapi na ranije opisani način. Sljedeće su krivulje konstantne iskoristivosti koje su eliptičnog oblika koje se mogu vidjeti na slici 8. Unutarnje krivulje predstavljaju najveću učinkovitost kompresora.

Parametri koji su gore navedeni korišteni su u konstrukciji mape rada kompresora. Podaci na mapama rada nisu prikazani onako kako su izmjereni, nego su korigirani. Razlog korekcije leži u nepraktičnosti skupljanja eksperimentalnih podataka za sve moguće uvjete rada i za različite mjerne stanice. Do rješenja koje može biti univerzalno prihvaćeno dolazi se primjenom dimenzijske analize koja daje različite bezdimenzijske brojeve ili modificirane parametre performansi koji su općenito prihvaćeni, dok su dva najvažnija:

- korigirani maseni protok na ulazu u kompresor,
- korigirana brzina vrtnje motora.

Koristeći korigirane parametre, mapa rada kompresora je univerzalno primjenjiva, neovisna o okolišnim uvjetima na dan testiranja.

Konačno, potrebno je odrediti operativnu krivulju. Većina mlaznih motora ima konstantan poprečni presjek na izlazu iz mlaznice (nije ga moguće mijenjati) za razliku od nekih lovačkih zrakoplova. U tom slučaju, moguća je samo jedna točka na krivuljama konstantne brzine vrtnje. Spajajući te točke dolazi se do operativne krivulje određenog motora.

#### 4.2. ANALITIČKI PRORAČUN MAPE RADA AKSIJALNOG KOMPRESORA

U radu je korišten teorijski pristup prikazan u knjizi [2]. Kod višestupanjskog aksijalnog kompresora pretpostavka je da se kompresor sastoji od više sličnih individualnih stupnjeva za koje vrijedi da su im pri normalnim radnim uvjetima jednake radne točke na mapi rada kompresora. Stoga, analizirati će se maseni protok fluida sve do pojave zagušenja kompresora. Osnovna pretpostavka je da, ako se ukupna promjena tlaka događa u više manjih stupnjeva, tada se svaki stupanj može promatrati kao diferencijalna promjena stanja.

Za primjer izračuna uzet će se dijagram na slici 7. koji prikazuje mapu jednog stupnja aksijalnog kompresora u bezdimenzijskom obliku za koju vrijedi analitički izraz:

$$f = 1.2 - |g - 0.75|^{0.161}, \quad (4.1)$$

gdje su:  $f$  - omjer opterećenja stupnja u nenominalnim i nominalnim uvjetima,

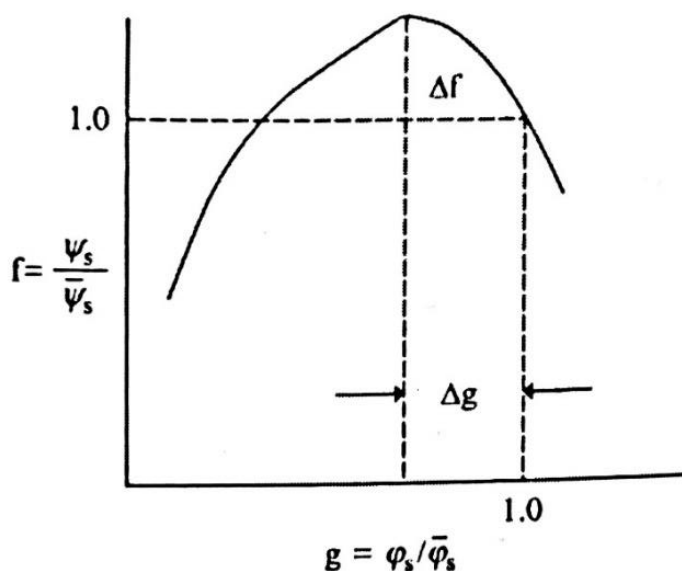
$g$  - omjer koeficijenata protoka u nenominalnim i nominalnim uvjetima.

Za izraz (4.1) vrijede sljedeće relacije:

$$\frac{\psi_s}{\bar{\psi}_s} = f(g), g = \frac{\varphi_s}{\bar{\varphi}_s} \quad (4.2)$$

gdje su:  $\psi_s$  - opterećenje stupnja,

$\varphi_s$  - koeficijent protoka.



Slika 7. Dijagramski prikaz karakteristične mape jednog stupnja aksijalnog kompresora u bezdimenzijskom obliku [2]

Ako je  $x$  broj stupnjeva, onda se prirast tlaka po jednom stupnju ( $\Delta x = 1$ ) dobiva iz izraza:

$$\Delta p_s = \frac{\Delta p}{\Delta x} = \frac{dp}{dx} = \frac{1}{2} \rho \psi_s u^2 f \left( \frac{\varphi_s}{\bar{\varphi}_s} \right). \quad (4.3)$$

Definiraju se bezdimenzijske varijable:

$$\dot{m}^* = \frac{\dot{m}}{\bar{m}}; p^* = \frac{p}{\bar{p}}; N^* = \frac{N}{\bar{N}} = \frac{u}{\bar{u}}; \rho^* = \frac{\rho}{\bar{\rho}}, \quad (4.4)$$

gdje su:  $\dot{m}^*$  - bezdimenzijski koeficijent masenog protoka,

$p^*$  - bezdimenzijski koeficijent tlaka,

$N^*$  - bezdimenzijski koeficijent brzine vrtnje,

$\rho^*$  - bezdimenzijski koeficijent gustoće.

Tlak ovisi o broju stupnjeva kompresora, a promjena stanja u kompresoru se može promatrati kao politropska promjena stanja za koju vrijedi  $p v^\nu = \text{konstantno}$ , gdje je  $\nu$  politropski eksponent, koji se može izračunati pretpostavljajući učinkovitost kompresora.

Dalje za omjer aksijalnih brzina u nominalnim i nenominalnim uvjetima, može se pisati:

$$\frac{c_m}{\bar{c}_m} = \frac{\dot{V}}{\bar{\dot{V}}} = \frac{\dot{m} v}{\bar{m} \bar{v}} = \frac{\dot{m}}{\bar{m}} \left( \frac{\bar{p}}{p} \right)^{1/\nu} = \frac{\dot{m}^*}{p^{*1/\nu}}, \quad (4.5)$$

gdje je  $v$  specifični volumen.

Za omjer koeficijenata protoka u nominalnim i nenominalnim uvjetima vrijedi:

$$\frac{\varphi_s}{\bar{\varphi}_s} = \frac{c_m/u}{\bar{c}_m/\bar{u}} = \frac{c_m \bar{u}}{\bar{c}_m u} = \frac{\dot{m}^*}{N^* p^{*1/\nu}}. \quad (4.6)$$

Dalje, za gustoću i tlak može se pisati:

$$\rho = \bar{\rho} \left( \frac{p}{\bar{p}} \right)^{1/\nu} = \bar{\rho} p^{*1/\nu}; p = \bar{p} p^*. \quad (4.7)$$

Pretpostavlja se da su početni tlakovi jednaki u nominalnim i nenominalnim uvjetima te da vrijedi:

$$p_i v_i^\nu = p v^\nu \rightarrow \frac{\bar{\rho}}{\rho} = \left( \frac{\bar{p}}{p} \right)^{1/\nu} = \frac{1}{p^{*1/\nu}} \rightarrow \rho^* = p^{*1/\nu}. \quad (4.8)$$

Za diferencijalni prirast tlaka po stupnju može se pisati:

$$\frac{dp}{dx} = \frac{d}{dx} (\bar{p} p^*) = \bar{p} \frac{dp^*}{dx} + p^* \frac{d\bar{p}}{dx} = \frac{1}{2} \bar{\rho} p^{*1/\nu} \bar{u}^2 N^{*2} \bar{\psi}_s f \left( \frac{\dot{m}^*}{N^* p^{*1/\nu}} \right) = \left( \bar{p} \frac{dp^*}{d\bar{p}} + p^* \right) \frac{d\bar{p}}{dx}. \quad (4.9)$$

U slučaju nominalnih uvjeta rada omjer  $\frac{\psi_s}{\bar{\psi}_s} = f\left(\frac{\varphi_s}{\bar{\varphi}_s}\right) = 1$  pa se dobiva:

$$\frac{d\bar{p}}{dx} = \frac{1}{2} \bar{\rho} \bar{\psi}_s \bar{u}^2 \rightarrow dx = \frac{d\bar{p}}{\frac{1}{2} \bar{\rho} \bar{\psi}_s \bar{u}^2}. \quad (4.10)$$

Uvrštavajući u izraz (4.9):

$$\left(\bar{p} \frac{dp^*}{d\bar{p}} + p^*\right) \frac{1}{2} \bar{\rho} \bar{\psi}_s \bar{u}^2 = \frac{1}{2} \bar{\rho} p^{*1/\nu} \bar{u}^2 N^{*2} \bar{\psi}_s f\left(\frac{\dot{m}^*}{N^* p^{*1/\nu}}\right), \quad (4.11)$$

iz čega slijedi:

$$\bar{p} \frac{dp^*}{d\bar{p}} + p^* = p^{*1/\nu} N^{*2} f\left(\frac{\dot{m}^*}{N^* p^{*1/\nu}}\right). \quad (4.12)$$

Preinakom jednadžbe (4.12) dolazi se do konačnog izraza:

$$\frac{d\bar{p}}{\bar{p}} = \frac{dp^*}{p^{*1/\nu} N^{*2} f\left(\frac{\dot{m}^*}{N^* p^{*1/\nu}}\right) - p^*}. \quad (4.13)$$

Integrirajući izraz (4.13) od početnog tlaka  $\bar{p} = p_i$  do konačnog tlaka  $\bar{p} = p_f$  dobiva se:

$$\int_{p_i}^{p_f} \frac{d\bar{p}}{\bar{p}} = \ln \bar{\pi}_c = \int_{p^*=1}^{p_f^*} \frac{dp^*}{p^{*1/\nu} n^{*2} f\left(\frac{\dot{m}^*}{N^* p^{*1/\nu}}\right) - p^*} = \int_{p^*=1}^{p_f^*} \frac{dp^*}{y}, \quad (4.14)$$

u kojemu je  $\bar{\pi}_c = \frac{p_f}{p_i}$  konstanta koja je poznata za pojedini kompresor.

Može se uočiti se da je drugi član izraza (4.14) pozitivan, stoga možemo zaključiti da brojnik i nazivnik unutar integrala moraju imati isti predznak. Uz poznati  $\bar{\pi}_c$  potrebno je integrirati izraz od  $p^* = 1$  do  $p^* = p_f^*$  za zadani koeficijent masenog protoka  $\dot{m}^*$  te koeficijent brzine vrtnje  $n^*$ .

Politropski eksponent se dobiva iz izraza pretpostavkom politropskog koeficijenta iskoristivosti kompresora:

$$\eta_{cp} = \frac{\pi_c^{(\kappa_c-1)/\kappa_c} - 1}{\pi_c^{(\nu-1)/\nu} - 1}, \quad (4.15)$$

u kojemu je  $\kappa_c$  izentropski eksponent, a  $\nu$  politropski eksponent.

Uvrštavajući različite bezdimenzijske koeficijente za brzinu vrtnje, tlak i maseni protok za zadanu politropsku iskoristivost kompresora te politropski eksponent mogu se dobiti različite točke na dijagramu odnosno može se dobiti analitička mapa kompresora. Postoje i određeni

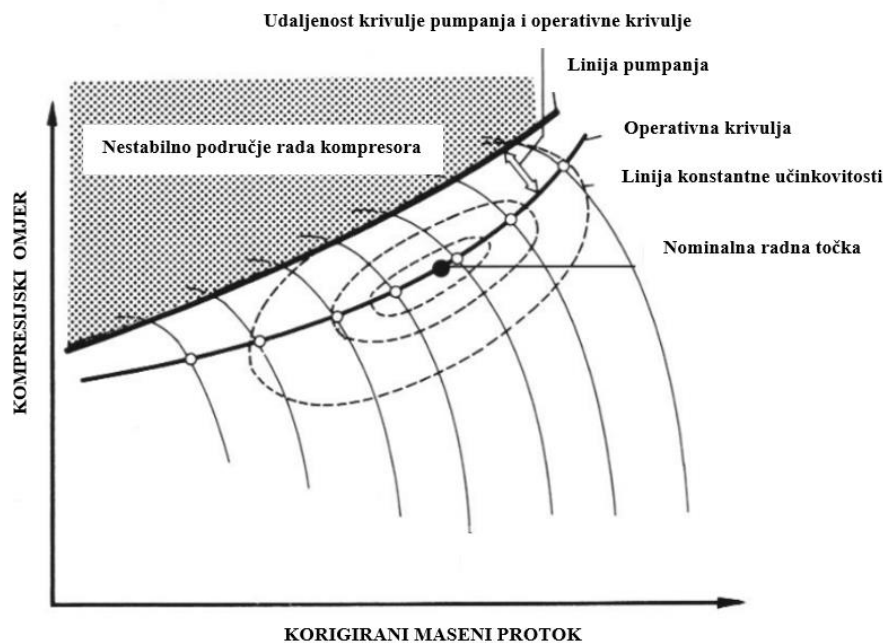
---

nedostatci jer dijagram ne daje informacije o učinkovitosti kompresije ili linijama pumpanja. Također, eksperimentalno određivanje mape kompresora preciznije je jer se mjeri za cijeli kompresor, a ne samo za pojedini stupanj gdje broj stupnjeva kompresora nije uzet u razmatranje. Također, mlazni motor se sastoji od kompresora, te nizvodno turbine i mlaznice pa bi bilo bolje eksperimentalno uzeti u obzir kompresor i nizvodne uvjete strujanja radnog medija.

## 5. NESTABILNE POJAVE U RADU KOMPRESORA

U ovom poglavlju razmotriti će se dvije nestabilne pojave u radu kompresora koje su uobičajene, pojava pumpanja te pojava prekida strujanja.

### 5.1. POJAVA PUMPANJA



Slika 8. Prikaz mape rada kompresora [5]

Na slici 8. prikazana je tipična mapa rada kompresora gdje su prikazane linije konstantne učinkovitosti, linije konstante brzine vrtnje te linija pumpanja. [3] Do pumpanja dolazi ako se radna točka kompresora pomakne izvan tih granica, odnosno u slučaju premalenog protoka. Pumpanje je stanje koje nastaje kada značajan dio lopatica rotora istovremeno dostigne vrhunac opterećenja. Kao rezultat toga, dolazi do kolapsa strujanja i kompresor postaje nesposoban održati ukupni porast tlaka, pri čemu se među lopaticama pojavljuju velika područja s obrnutim smjerom strujanjem. U fizičkom smislu, reverzija toka traje mali dio sekunde dok se tlak iza kompresora ne smanji dovoljno da ponovno uspostavi normalan smjer strujanja zraka.[3] Trajanje svakog takvog ciklusa je izuzetno kratko, što dovodi do snažnih vibracija koje su izuzetno glasne. Ako se ne poduzmu brze korektivne mjere (npr. trenutačno povećanje masenog protoka ili smanjenje brzine rotacije vratila), može doći do katastrofalnog mehaničkog kvara.

Jedan od incidenata povezanih s pojavom pumpanja kompresora dogodio se kasnih 1980-ih, kada je kod malog turboventilatorskog zrakoplova došlo do pojave pumpanja kompresora u pomoćnoj energetske jedinici (APU) tijekom praznog hoda motora. APU, smješten u trupu zrakoplova i obično korišten za zadatke poput klimatizacije pilotske kabine, doživio je snažne

---

vibracije koje su ga izbacile iz ležišta. APU je probio oplatu trupa što predstavlja ozbiljnu sigurnosnu prijetnju.[3]

Optimalne radne točke kompresora su u području koje je vrlo blizu linije pumpanja što predstavlja problem. Ako se udaljenost između linije pumpanja i linije optimalnog rada smanji, to bi smanjilo sigurnost, dok su pri prevelikim udaljenostima lošije performanse kompresora.

Konstruktori mogu poduzeti određene mjere i tako utjecati na lokaciju linije pumpanja. Jedan od pristupa je da protok zraka na ulazu bude što uniformniji. Drugi, suptilniji pristupi odnose se na konfiguracije lopatica na stražnjem dijelu kompresora te na teksturu površine kućišta koja se nalazi uz vrh lopatica. [2]

## 5.2. POJAVA PREKIDA STRUJANJA

Do pojave prekida strujanja dolazi zbog odcjepljenja graničnog sloja od lopatica što utječe na smanjenje protoka zraka u kanalu. Ne mora se pojaviti prekid strujanja u svim stupnjevima aksijalnog kompresora istovremeno. Kako se na pojedinačnim lopaticama događa prekid strujanja onda je ta lopatica preopterećena, a uslijed skretanja toka susjedne lopatice se rasterećuju. Takva se pojava naziva rotacijski prekid strujanja. Ovo naizmjenično opterećivanje i rasterećivanje lopatica uzrokuje dinamička naprezanja na lopaticama. Iznos naprezanja nije velik, ali je problem ako je frekvencija kojom se opterećuju lopatice jednaka vlastitoj frekvenciji vibracija lopatice. U tom slučaju naprezanja se superponiraju te je moguće uništavanje cijelog reda lopatica.[2]

## 5.3. MODIFIKACIJA KUĆIŠTA ROTORA

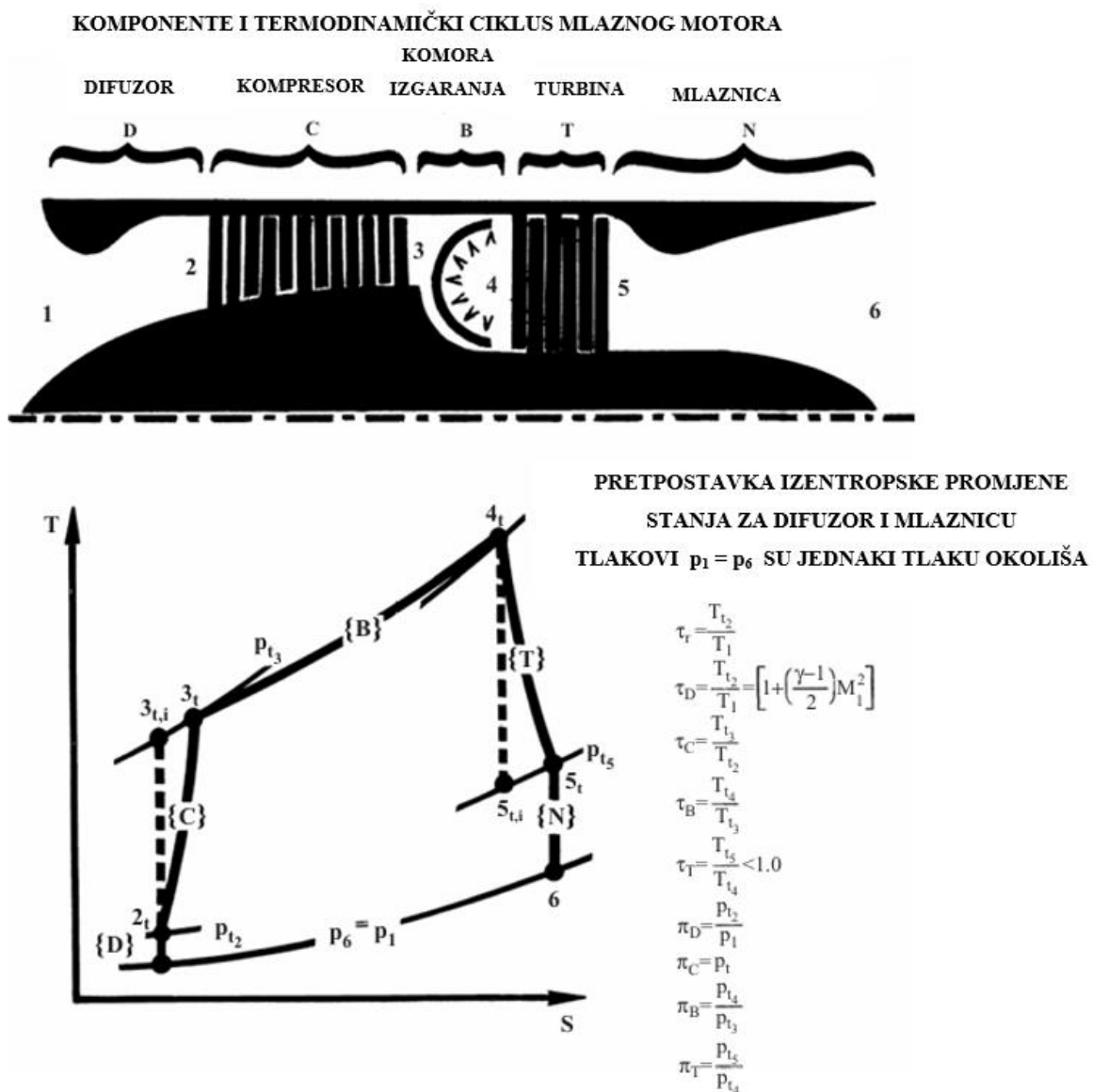
Pomicanje granice kod koje dolazi do prekida strujanja može se postići tako da dodamo kanal pomoću kojega se dio toka odvaja od glavne struje. Određivanje lokacije odvajanja toka te određivanje količine druge struje je ključan dio prilikom konstruiranja. Odvajanje toka se događa na točno određenom mjestu prije napadnog brida lopatice rotora te se vraća nazad toku glavne struje na točno definiranom mjestu. Količina zraka koja se odvaja ne smije prelaziti 8% ukupnog toka glavne struje koja prolazi kroz rotor.[2] U kanalu kroz koji struji zrak koji smo odvojili od glavne struje točno su određene dimenzije na ulazu i izlazu iz kanala pa se odvojena struja vraća u glavnu struju s povećanom brzinom. Primjer motora u kojemu je kućište ovako modificirano je motor CFM56 korišten na zrakoplovima Airbus A320 i Boeing 737. [6]

## 6. PRORAČUN USKLAĐIVANJA RADNE TOČKE KOMPRESORA I TURBINE

Preveden dio knjige [3]. U ovom poglavlju bit će prikazan proračun usklađivanja radne točke kompresora i turbine te temeljni izrazi za proračun.

### 6.1. DEFINIRANJE TEMELJNIH IZRAZA

U proračunu se pretpostavlja pojednostavljena konstrukcija izvedbe motora s jednim vratilom bez naknadnog izgaranja, a shematski prikaz motora prikazan je na slici 9.



Slika 9. Shematski prikaz komponenti mlaznog motora zajedno s pripadajućim T,s dijagramom kružnog procesa [3]



Pretpostavljajući stabilan rad kompresora, postoje određena ograničenja kojima se međusobno može povezati različite komponente mlaznog motora. Ograničenja uključuju uniformnost brzine vrtnje vratila što se može prikazati izrazom:

$$N_T = N_C, \quad (6.1)$$

gdje su:  $N_T$  - brzina vrtnje vratila povezanog s turbinom,

$N_C$  - brzina vrtnje vratila povezanog s kompresorom.

te temeljne energetske principe kao što je zakon o očuvanju mase:

$$\dot{m}_T = (1 + AFR)\dot{m}_C, \quad (6.2)$$

gdje je  $AFR$  omjer količina goriva i zraka. Indeksi T i C odnose se turbinski odnosno kompresorski dio mlaznog motora.

Glavni zadatak proračuna je pronalazak odgovarajuće radne točke na mapi rada turbine uz uvjet da je zadana radna točka kompresora i obratno. Uz odgovarajuće mape rada turbine i kompresora za proračun je potreban dijagram koji prikazuje pad tlaka u komori izgaranja. Gubitak tlaka u komori izgaranja je funkcija različitih varijabli kao što su Machov broj na ulazu u komoru izgaranja, komponenta brzine uslijed vrtloženja te Reynoldsov broj. Uzimajući u obzir da je temperatura na izlazu iz komore izgaranja znatno viša od one na ulazu te da izlazna struja sadrži produkte izgaranja, izraz za prijenos energije je:

$$(1 + AFR)\eta_m\eta_T(c_p)_T T_{t4} \left(1 - \pi_T^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}}\right) = \left[\frac{(c_p)_C T_{t2}}{\eta_C}\right] \left(\pi_C^{\frac{\kappa_C - 1}{\kappa_C}} - 1\right), \quad (6.3)$$

gdje su:

$$(c_p)_C = \left(\frac{\kappa_C - 1}{\kappa_C}\right) R_{zrak}, \quad (6.4)$$

gdje je  $R_{air}$  specifična plinska konstanta za zrak, te:

$$(c_p)_T = \left(\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}\right) R_{smjese}, \quad (6.5)$$

gdje je  $R_{mix}$  specifična plinska konstanta kombinacije zraka i pinova izgaranja, dok su:

$\eta_m$  – mehanička učinkovitost,

$\eta_T$  – izentropska iskoristivost turbine,

$\eta_C$  – izentropska iskoristivost kompresora.

Uvodeći bezdimenzijske varijable prikazane na slici 9, jednadžba (6.3) može se napisati na drugi način:

$$\tau_T = 1 - \left[ \frac{1}{\eta_m(1 + AFR)} \right] \left( \frac{(c_p)_C}{(c_p)_T} \right) \left( \frac{T_{t2}}{T_{t4}} \right) (\tau_C - 1), \quad (6.6)$$

gdje su:  $T_{t4}$  - zaustavna temperatura na ulazu u turbinu,

$T_{t2}$  - zaustavna temperatura na izlazu iz kompresora.

$\tau_T$  - omjer temperatura nakon i prije ekspanzije u turbini,

$\tau_C$  - omjer temperatura nakon i prije kompresije u kompresoru.

Jednadžbe (6.1), (6.2) i (6.6) predstavljaju temeljne izraze pomoću kojih su povezane radne točke turbine i kompresora. Uz navedene izraze, za proračun je potreban izraz za korigirane brzine vrtnje vratila:

$$N_{C,i} = \frac{N}{\sqrt{\theta_i}}, \quad (6.7)$$

uz izraz za korigirani maseni protok koji se prikazuje na apscisi mape kompresora i turbine:

$$\dot{m}_{c,i} = \dot{m}_i \frac{\sqrt{\theta_i}}{\delta_i}, \quad (6.8)$$

gdje su bezdimenzijske varijable  $\theta_i$  i  $\delta_i$  definirane kao:

$$\theta_i = \frac{T_{t,i}}{T_{STP}}, \quad (6.9)$$

$$\delta_i = \frac{p_i}{p_{STP}}, \quad (6.10)$$

gdje indeks „STP“ označava standardnu razinu mora (*standard sea-level*) te su  $T_{STP}$  standardna temperatura na razini mora i  $p_{STP}$  standardni tlak okoliša na razini mora.

Veličine stanja na ulazu u kompresor mogu se izračunati uz poznavanje Machovog broja na ulazu u mlazni motor  $M_1$  te pomoću okolišne temperature  $T_1$  i tlaka okoliša  $p_1$ . Može se pisati:

$$T_{t2} = T_1 \left[ 1 + \left( \frac{\kappa_C - 1}{2} \right) M_1^2 \right], \quad (6.11)$$

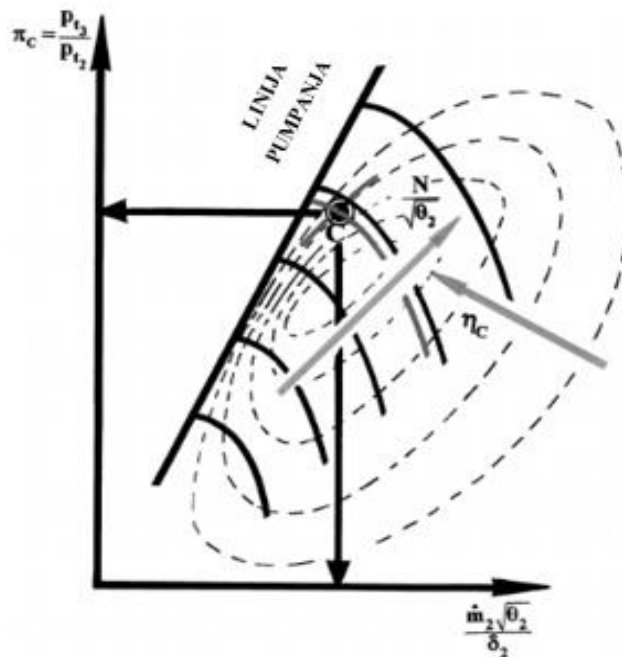
$$p_{t2} = p_1 \left[ 1 + \left( \frac{\kappa_C - 1}{2} \right) M_1^2 \right]^{\frac{\kappa_C - 1}{\kappa_C}}, \quad (6.12)$$

gdje su:  $T_1$  - temperatura okoliša,

$M_1$  - Machov broj koji odgovara brzini leta.

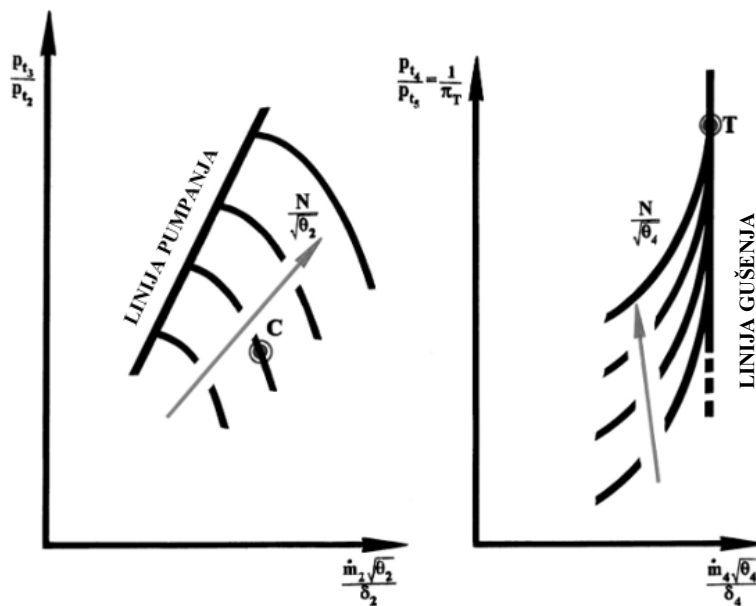
U navedenim izrazima, pretpostavlja se da je strujanje zraka na ulazu u mlazni motor izentropsko radi jednostavnosti.

## 6.2. PROBLEM PRVOG TIPA



Slika 10. Prikaz mape kompresora sa zadanim stanjem C [3]

Za problem prvog tipa pretpostavlja se da je zadana radna tačka kompresora C na pripadajućoj mapi kompresora, prikazanoj na slici 10, a potrebno je pronaći radnu tačku turbine T na pripadajućoj mapi rada turbine.



Slika 11. Dijagramski prikaz problema prvog tipa (pronalaženje radne tačke turbine uz poznavanje radne tačke kompresora C) [3]

Pri proračunu ovakvog problema koji je prikazan na slici 11, poznate su sljedeće veličine:

- okolišni uvjeti ( $T_1$  i  $p_1$ )
- Machov broj na ulazu u mlazni motor ( $M_1$ )
- brzina vrtnje vratila ( $N$ ) i maseni protok kroz kompresor ( $\dot{m}_C$ )
- omjer količine goriva i količine zraka ( $AFR$ )
- mehanička iskoristivost ( $\eta_m$ )
- Totalna temperatura na ulazu u turbinu ( $T_{t4}$ )

Treba napomenuti da radna točka turbine može biti na liniji gušenja kao što je prikazano na slici 11. U tom slučaju, poznavanje korigirane brzine vrtnje ne pomaže jer kao što vidimo iz mape rada turbine na slici 11. sve linije konstantnih korigiranih brzina vrtnje poklapaju se s linijom gušenja.

### 1. korak rješavanja:

U slučaju da korigirani maseni protok ( $\dot{m}_C$ ), korigirana brzina vrtnje ( $N_C$ ), omjer tlakova nakon i prije kompresije ( $\pi_C$ ) te ukupna učinkovitost kompresora ( $\eta_C$ ) nisu eksplicitno zadani, potrebno ih je očitati za zadano stanje C na mapi rada kompresora.

### 2. korak rješavanja:

Poznavajući okolišno stanje te Machov broj na ulazu u mlazni motor, mogu se izračunati tlakovi i temperature na ulazu u kompresor koristeći izraze (6.11) i (6.12).

### 3. korak rješavanja:

Potrebno je izračunati omjere temperatura na izlazu i ulazu u kompresor ( $\tau_C$ ) pomoću izraza:

$$\tau_C = 1 + \frac{1}{\eta_C} \left[ \pi_C^{\frac{\kappa_C - 1}{\kappa_C}} - 1 \right]. \quad (6.13)$$

### 4. korak rješavanja:

Potrebno je izračunati omjer specifičnih toplinskih kapaciteta za kompresor te kroz turbinu

$$\left( \frac{c_p}{c_p} \right)_C :$$

$$\frac{(c_p)_C}{(c_p)_T} = \left[ \frac{\kappa_C - 1}{\kappa_C} \right] \left( \frac{R_{zrak}}{R_{smjese}} \right). \quad (6.14)$$

Zbog najvećeg udjela zraka u produktima izgaranja, omjer specifičnih plinskih konstantni zraka i smjese može se zanemariti. Uvrštavajući u gornji izraz za izentropski eksponent vrijednost 1.4 za kompresor te vrijednost 1.33 za turbinu, vrijednost ovog omjera približno iznosi 0.868.

### 5. korak rješavanja:

Izračunati temperaturni omjer za turbinu ( $\tau_T$ ) direktnom supstitucijom u izraz (6.6).

### 6. korak rješavanja:

Potrebno je izračunati korigiranu brzinu vrtnje za turbinu ( $N_{C4}$ ) koristeći izraz:

$$N_{C4} = N_{C2} \sqrt{\frac{T_{t2}}{T_{t4}}}, \quad (6.15)$$

gdje je  $N_{C2}$  korigirana brzina vrtnje za kompresor.

Nakon izračuna korigirane brzine vrtnje za turbinu postoje dvije mogućnosti za daljnji proračun:

a) *Dostupan je dijagram za komoru izgaranja.* U ovom slučaju, karakteristike dijagrama za komoru izgaranja mogu se iskoristiti za određivanje ukupnog gubitka tlaka  $\Delta p_t = p_{t3} - p_{t4}$ , a nakon toga možemo izračunati tlak na ulazu u turbinu ( $p_{t4}$ ). Tlak na izlazu iz kompresora ( $p_{t2}$ ) se može izračunati jer su nam poznati tlak na ulazu u kompresor (izračunat u 2. koraku) i omjer tlakova nakon i prije kompresije ( $\pi_c$ ). Uz poznat tlak na ulazu u turbinu, korigirani maseni protok kroz turbinu ( $\dot{m}_{C4}$ ) može se odrediti pomoću izraza:

$$\dot{m}_{C4} = \dot{m}_{C2} \sqrt{\frac{T_{t4}}{T_{t2}} \left( \frac{p_{t2}}{p_{t4}} \right)}, \quad (6.16)$$

gdje su:  $\dot{m}_{C2}$  - korigirani maseni protok kroz kompresor,

$p_{t2}$  - zaustavni tlak na ulazu u kompresor,

$p_{t4}$  - zaustavni tlak na ulazu u turbinu.

Konačno, stanje T na mapi rada turbine određeno je korigiranom brzinom vrtnje za turbinu (u slučaju da turbina nije zagušena), korigiranim masenim protokom te omjerom tlakova prije i nakon ekspanzije .

b) *Nije dostupan dijagram za komoru izgaranja.* Ovo je češći i više praktični slučaj. Razlog leži u činjenici da su varijable na izlazu iz kompresora kao što je razina turbulencije i distribucija brzine vrtloženja nisu zadane ni jednostavne za izračunavanje. Uz ove okolnosti, postupak izračunavanja stanja T na mapi rada turbine treba biti iterativan.

Preporučena je procedura iterativnog računa kako slijedi:

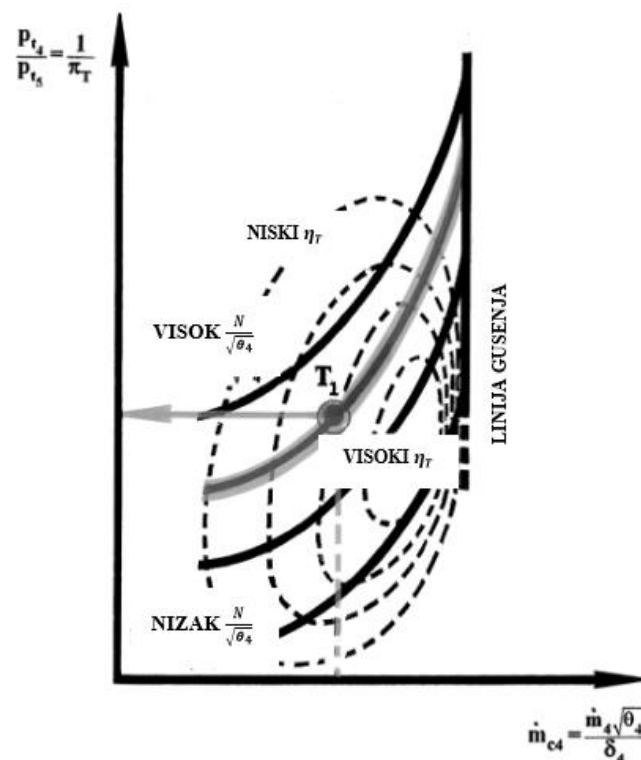
1) Uz poznavanje korigirane brzine vrtnje turbine iz izraza (6.15), potrebno je koristeći mapu rada turbine, identificirati liniju konstantne korigirane brzine vrtnje i odabrati proizvoljnu točku  $T_1$  na mapi rada turbine (slika 12).

2) Nakon odabira točke  $T_1$ , potrebno je očitati veličine  $(\pi_T)_{T_1}$ ,  $(\dot{m}_{c,4})_{T_1}$  i  $(\eta_T)_{T_1}$  te izračunati odgovarajući odgovarajući temperaturni omjer ( $\tau_{T_1}$ ) koristeći izraz:

$$\tau_{T_1} = 1 - \eta_{T_1} \left( 1 - (\pi_T)_{T_1}^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}} \right). \quad (6.17)$$

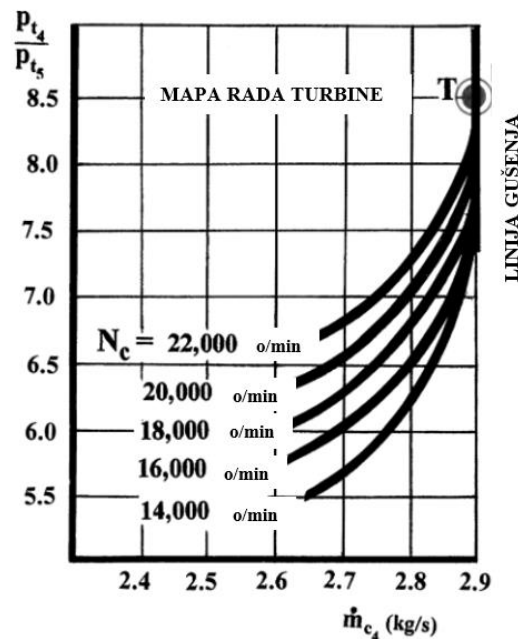
3) Zbog činjenice da je stanje C na mapi kompresora potpuno definirano (slika 10), može se usporediti vrijednosti  $\tau_{T_1}$  i  $\tau_T$  koji je izračunat ranije.

4) Ako su vrijednosti  $\tau_{T_1}$  i  $\tau_T$  različite potrebno je ponovno odabrati točku za jednaku korigiranu brzinu vrtnje te ponoviti korake 1-3 sve dok ove dvije vrijednosti ne budu približno jednake.



Slika 12. Prikaz mape rada turbine i odabrane proizvoljne točke  $T_1$  [3]

### 6.3. PROBLEM DRUGOG TIPa



Slika 13. Prikaz zadane točke na liniji gušenja [3]

Drugi problem kod usklađivanja turbine i kompresora je onaj kod kojeg se radna točka turbine  $T$  (Slika 13) nalazi na liniji zagušenja. Poteškoća ovdje leži u tome što se korigirana brzina vrtnje turbine ne može očitati jer su linije korigirane brzine vrtnje u ovom slučaju preklopljene na liniji zagušenja. Zadatak u ovom slučaju je pronaći točku  $C$  na mapi rada kompresora, koja odgovara točki  $T$  na slici 13. Predloženi postupak izračuna u takvim uvjetima je sljedeći:

1) Potrebno je izračunati temperaturu na ulazu u kompresor ( $T_{t2}$ ) koristeći izraz (6.11). Korigirana brzina vrtnje kompresora ( $N_{C2}$ ) može se izračunati iz izraza:

$$N_{C2} = \frac{N}{\sqrt{\frac{T_{t2}}{T_{STP}}}}, \quad (6.18)$$

gdje je  $N$  stvarna brzina vrtnje vratila. Za potpuno određivanje radne točke kompresora  $C$  potrebno je odrediti korigirani maseni protok na ulazu u kompresor.

2) Uzimanjem u obzir jednadžbe:

$$\dot{m}_{c,2} = \dot{m}_{c,4} \frac{1}{1 + AFR} \left( \frac{p_{t4}}{p_{t2}} \right) \sqrt{\frac{T_{t2}}{T_{t4}}}, \quad (6.19)$$

u kojoj je zadana temperatura na ulazu u turbinu ( $T_{t4}$ ), u slučaju da nije zadan omjer količina zraka i goriva ( $AFR$ ), može se pretpostaviti približna vrijednost između 0.02 i 0.025.

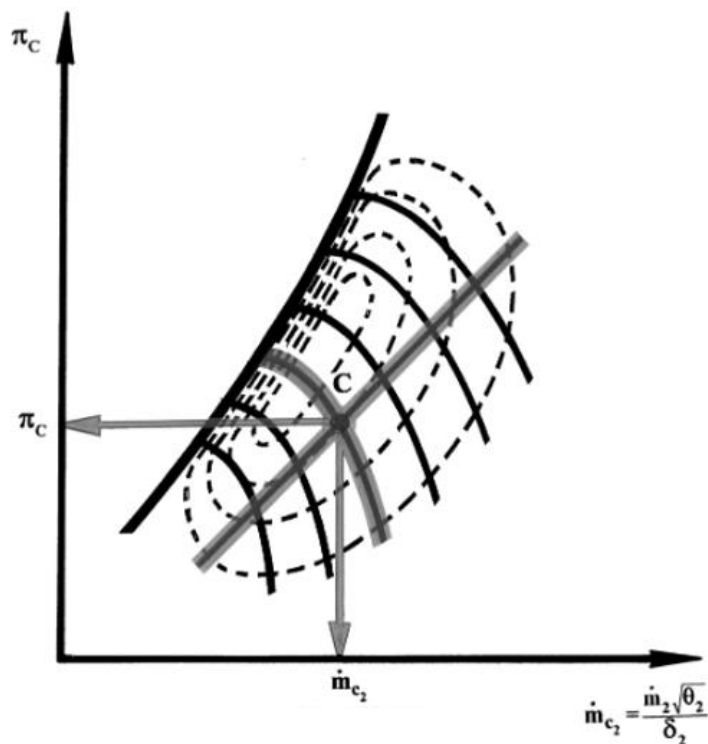
Preoblikovanjem izraza (6.19) dolazi se do sljedeće jednadžbe:

$$\dot{m}_{c,2} = \left[ \dot{m}_{c,4} \frac{1}{1 + AFR} \left( \frac{p_{t4}}{p_{t3}} \right) \sqrt{\frac{T_{t2}}{T_{t4}}} \right] \frac{p_{t3}}{p_{t2}}. \quad (6.20)$$

Za omjer tlakova  $\frac{p_{t4}}{p_{t3}}$  dolazi se pretpostavljanjem vrijednosti ili pomoću dijagrama za komoru izgaranja. Svi članovi u jednadžbi u uglatim zagradama su poznate konstante veličine  $K$  pa se može pisati:

$$\dot{m}_{c,2} = K \left( \frac{p_{t3}}{p_{t2}} \right) \text{ ili } \dot{m}_{c,2} = K \pi_c. \quad (6.21)$$

Jednadžba (6.21) predstavlja pravac koji kreće iz ishodišta na mapi kompresora koja je prikazana na slici 14. Presjecištem dobivenog pravca i korigirane brzine vrtnje kompresora dolazi se do radne točke kompresora C.

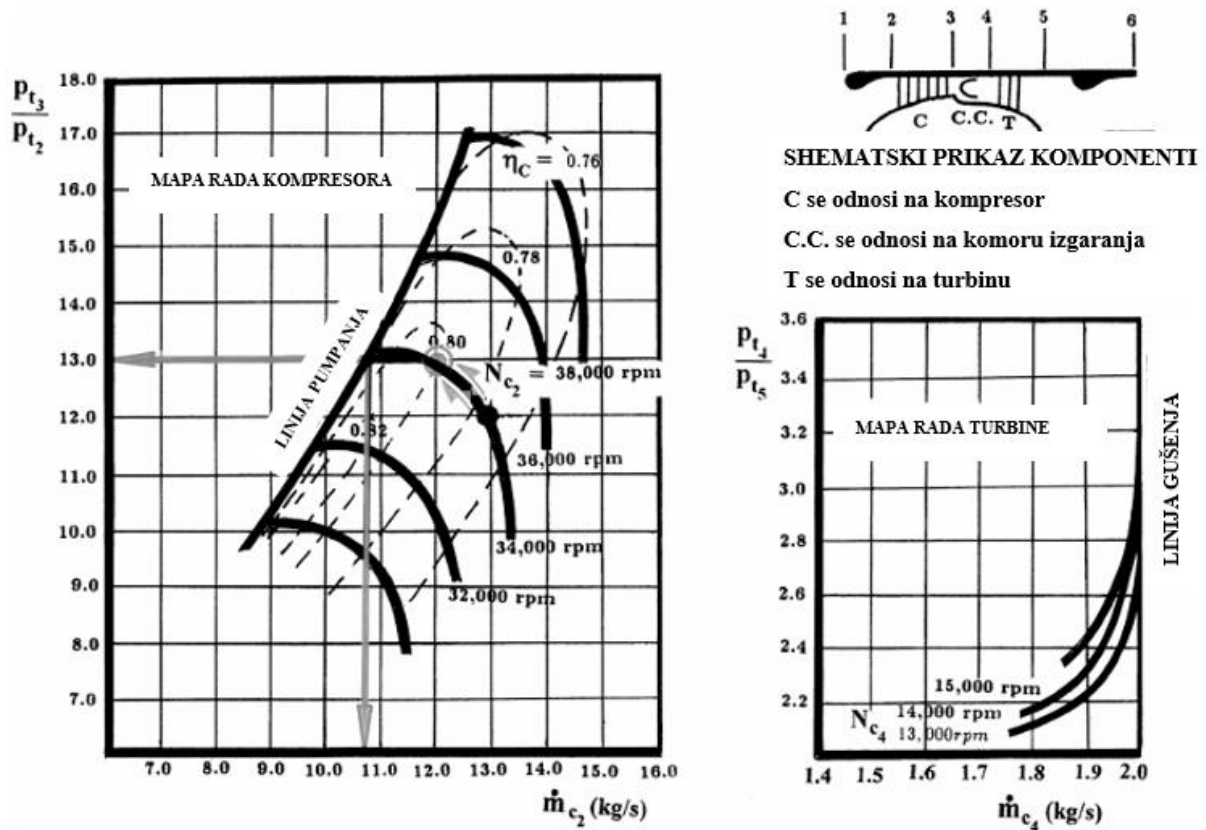


Slika 14. Prikaz grafičkog rješenja drugog tipa problema [3]



#### 6.4. NUMERIČKI PRIMJER USKLAĐIVANJA RADNE TOČKE KOMPRESORA I TURBINE

Za primjer usklađivanja radne točke kompresora i turbine riješit će se odabrani primjer.



Slika 15. Zadana mapa kompresora i turbine te pojednostavljena shema mlaznog motora [3]

Mlazni motor ima zadane mape rada turbine i kompresora na slici 15. te sljedeće veličine:

- Machov broj na ulazu u mlazni motor ( $M_1$ ) = 0.85;
- temperatura okoliša ( $T_1$ ) = 251.6 K;
- tlak okoliša ( $p_1$ ) = 0.45 bar;
- brzina vrtnje vratila ( $N$ ) = 34000 o/min;
- zaustavna temperatura na ulazu u turbinu ( $T_{t4}$ ) = 1152 K;
- omjer tlakova iza i ispred komore izgaranja ( $p_{t4}/p_{t3}$ ) = 0.93;
- mehanička iskoristivost ( $\eta_m$ ) = 98 %;
- izentropska iskoristivost turbine ( $\eta_t$ ) = 84 %;
- stator turbine je zagušen.

Potrebno je odrediti:

- a) tlak na ulazu u kompresor ( $p_{t2}$ )
- b) temperatura na ulazu u kompresor ( $T_{t2}$ )
- c) korigirani maseni protok kroz kompresor ( $\dot{m}_{c,2}$ )
- d) omjer zaustavnih tlakova u kompresoru ( $\pi_C = \frac{p_{t3}}{p_{t2}}$ )
- e) tlak na izlazu iz turbine ( $p_{t5}$ ) ;
- f) temperaturu na izlazu iz turbine ( $T_{t5}$ ) ;
- g) maseni protok ( $\dot{m}_2$ ) kroz kompresor.

#### POSTUPAK RJEŠAVANJA

Koristi se standardna temperatura na razini mora ( $T_{STP} = 288 \text{ K}$ )

Korištenjem izraza (6.11) i (6.12) mogu se izračunati temperatura i tlak na ulazu u kompresor  $T_{t2}$  i  $p_{t2}$  uvrštavajući sve poznate podatke zadane u zadatku te izentropski eksponent za kompresor ( $\kappa_C = 1.4$ ).

Koristeći izraz (6.9) mogu se odrediti faktori korekcije temperature na ulazu u kompresor  $\theta_2$  i na ulazu u turbinu  $\theta_4$ .

Dalje, uvrštavanjem poznatih varijabli u izraze:

$$N_{C2} = \frac{N}{\sqrt{\theta_2}}, \quad (6.22)$$

$$N_{C4} = \frac{N}{\sqrt{\theta_4}}, \quad (6.23)$$

odrede se korigirane brzine vrtnje na ulazu u kompresor ( $N_{C2}$ ) i na ulazu u turbinu ( $N_{C4}$ ).

Koristeći činjenicu da je stator turbine zagušen, može se očitati iz dijagrama na slici 15. korigirani maseni protok kroz turbinu ( $\dot{m}_{c,4} = 2 \text{ kg/s}$ ).

Sljedeći korak je određivanje korigiranog masenog protoka kroz kompresor. Iz izraza (6.16) može se primijetiti da su korigirani maseni protok kroz kompresor ( $\dot{m}_{c,2}$ ) i zaustavni tlak na ulazu u turbinu ( $p_{t4}$ ) nepoznati. Ova jednadžba zahtijeva iterativni način rješavanja.

Pretpostavljajući korigiranu brzinu vrtnje kompresora izračunava se iz izraza (6.16) zaustavni tlak na ulazu u turbinu.

Dalje, može se pisati:

$$p_{t4}' = \frac{p_{t4} p_{t3}}{p_{t3} p_{t2}} p_{t2}, \quad (6.24)$$

u kojem se omjer tlakova  $\pi_C = \frac{p_{t3}}{p_{t2}}$  može očitati iz mape rada kompresora (slika 15.) za pretpostavljenu vrijednost korigiranog masenog protoka kroz kompresor. Ukoliko su tlakovi  $p_{t4}$  i  $p_{t4}'$  izračunati na dva različita načina približno jednaki nastavlja se daljnji proračun s aritmetičkom sredinom ovih dvaju tlakova.

Dalje, za određeni korigirani maseni protok, mogu se očitati s mape rada kompresora kompresijski omjer  $\pi_C$ , korigirana brzina vrtnje kompresora  $N_{C2}$  te izentropska iskoristivost kompresora  $\eta_C$ .

Koristeći izraz (6.13) može se izračunati omjer zaustavnih temperatura za kompresor  $\tau_C$ .

Zanemarujući omjer goriva i zraka  $f$  može se iz izraza (6.6) izračunati omjer zaustavnih temperatura za turbinu  $\tau_T$ .

Dalje, preinakom izraza (6.17) dobiva se izraz za određivanje omjera zaustavnih tlakova za turbinu :

$$\pi_T = \left[ 1 - \frac{1}{\eta_t} (1 - \tau_T) \right]^{\frac{\kappa_T}{\kappa_T - 1}}, \quad (6.25)$$

gdje je  $\kappa_T = 1.33$  izentropski eksponent za turbinu.

Može se izračunati tlak na izlazu iz turbine koristeći izraz:

$$p_{t5} = \pi_T p_{t4}, \quad (6.26)$$

te temperatura na izlazu iz turbine:

$$T_{t5} = \tau_T T_{t4}. \quad (6.27)$$

Konačno, određuje se maseni protok kroz kompresor preinakom izraza (6.8):

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{c,2} \frac{\delta_2}{\sqrt{\theta_2}}, \quad (6.28)$$

gdje se faktor korekcije tlaka  $\delta_2$  određuje iz izraza (6.10).

Zadatak je riješen koristeći programski jezik Matlab, a pripadajući kod se nalazi u prilogu 1.

Rješenja dobivena korištenjem programa Matlab prikazana su u tablici 1.

**Tablica 1. Izračunate vrijednosti traženih veličina [Izvor: samostalna izrada]**

Veličina	Vrijednost
$p_{t2}$	0.7217 bar
$T_{t2}$	287.96 K
$\dot{m}_{c,2}$	12 kg/s
$\pi_C = \frac{p_{t3}}{p_{t2}}$	13
$p_{t5}$	1.4737 bar
$T_{t5}$	807.37 K
$\dot{m}_2$	8.66 kg/s

---

## 7. ZAKLJUČAK

Prilikom proračuna mlaznih motora potrebno je uzeti u obzir sve uvjete u kojima se mlazni motor nalazi u svojoj eksploataciji, kako nominalne tako i nenominalne uvjete. Zrakoplov pri letu u velikom broju situacija nalazi se u ne idealnim uvjetima pa time i sami mlazni motor ima različite performanse pri različitim uvjetima. Potrebno je poznavati veze između veličina u nominalnim i nenominalnim uvjetima da bi se opisala svaka situacija u kojoj se nađe mlazni motor. Također, potrebno je uskladiti radne točke turbine i kompresora u nenominalnim uvjetima kako bi se očuvali ravnotežni uvjeti te kako bi se zadovoljili zakoni mase i energije. U numeričkom primjeru pokazan je analitički pristup usklađivanja radnih točaka koji s vrlo jednostavnim izrazima povezuje veličine stanja turbine i kompresora.

Kompresor, kao dio koji je vrlo bitan za rad motora potrebno je precizno konstruirati te u obzir uzeti gubitke koji se pojavljuju i različite nestabilnosti koje su navedene u ovom radu. Kako je pokazano moguće je analitičkim putem dobiti mapu kompresora no to je manje precizan način od eksperimentalnog puta. Bitan razlog leži u tome što je u analitičkom pristupu dobivanja mape rada kompresora izostavljena činjenica da svojstva kompresora ovise o nizvodnim uvjetima strujanja u mlaznom motoru. Bez obzira na ovo, analitički pristup odličan je za međusobne usporedbe kompresora, a bitna prednost analitičkog načina dobivanja mape kompresora je brzina izračuna.

Određivanje performansi mlaznog motora u nenominalnim uvjetima rada sigurno nije jednostavan niti brz proces, ali je izrazito bitno da se odrede performanse u tim uvjetima kako bismo s dovoljnom sigurnošću mogli reći da je mlazni motor, a time i zrakoplov, sposoban u raznim situacijama u kojima se nađe.

**LITERATURA**

- [1] Hrvoje Jasak. Mlazni Motori I. Fakultet strojarstva i brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu, Zagreb, 2013./2014.
- [2] Tarit Bose. Airbreathing Propulsion. Springer Science + Business Media, 2012.
- [3] Erian. A. Baskharone. Principles of Turbomachinery in Air-Breathing Engines. Cambridge University Press, New York, 2006.
- [4] Nicolas Cumpsty, Andrew Heyes. Jet Propulsion A simple guide to the aerodynamics and thermodynamic design and performance of jet engines, Third edition. Cambridge, 2015.
- [5] Klause Huenecke. Jet Engines: Fundamentals of theory, design and operation. Motorbooks International, USA, 1997.
- [6] <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1270963820306611>

---

**PRILOZI**
**Prilog 1.**

```

%ulazni podaci
M1 = 0.85;      %Machov broj slobodne struje
T1 = 251.6;    %temperatura okoliša[K]
p1=0.45;      %tlak okoliša[bar]
N = 34000;    %brzina vrtnje vratila[o/min]
Tt4=1152;     %temperatura na ulazu u turbinu[K]
deltap = 0.93; %omjer tlakova nakon i prije komore
izgaranja
H = 4.42 * 10^7; %ogrjevnost goriva[J/kg]
eta_m = 0.98;  %mehanička iskoristivost
eta_t = 0.84;  %izentropska iskoristivost turbine
kapac = 1.4;   %izentropski eksponent kompresora
kapat = 1.33; %izentropski eksponent turbine
Tstp = 288;   %standardna temperatura zraka na razini
mora[K]
pstp = 1;     %standardni tlak zraka na razini mora[bar]
R=287.1;     %specifična plinska konstanta zraka[J/kgK]
omjer_cp = 1/0.868; %omjer specifičnog toplinskog
kapaciteta kroz turbinu i kompresor
cpc = 1005;  %specifični toplinski kapacitet zraka[J/kgK]
mc4 = 2;    %korigirani maseni protok na ulazu u
turbinu[kg/s]

%rješenje
%A
Tt2 = T1*(1+0.5*(kapac-1)*M1^2); %temperatura na ulazu u
kompresor[K]
pt2 = p1*(1+0.5*(kapac-1)*M1^2)^((kapac)/(kapac-1)); %tlak
na ulazu u kompresor[bar]
theta2 = Tt2/Tstp; %temperaturni omjer(faktor korekcije)
NC2 = N/sqrt(theta2);%korigirana brzina vrtnje vratila na
ulasku u kompresor[o/min]
theta4 = Tt4/Tstp; %temperaturni omjer(faktor korekcije)
NC4 = N/sqrt(theta4);%korigirana brzina vrtnje vratila na
ulasku u turbinu[o/min]
%pretpostavlja se vrijednost 13 za mc2(iteracija 1)
mc2_1 = 13;
pt4_1=mc2_1/mc4*sqrt(Tt4/Tt2)*pt2;
pt4_2 = deltap*12*pt2;
%pri izračunu tlakova pogreška je 14.2 % što nije
prihvatljivo pa se pretpostavlja nova vrijednost mc2
%pretpostavlja se vrijednost 12 za mc2(iteracija 2)

```

---

```
mc2_2 = 12;
pt4_3=mc2_2/mc4*sqrt(Tt4/Tt2)*pt2;
pt4_4 = deltap*13*pt2;
%pri izračunu tlakova pogreška je 0.7 % što je
prihvatljivo pa se za daljnji proračun uzima vrijednost
pt4=8.69 te mc2=12;
pt4 = 8.69; %totalni tlak na ulazu u turbinu[bar]
mc2 = 12; %korigirani maseni protok na ulasku u
kompresor[kg/s]

%sada možemo očitati pi_c i eta_c iz mape kompresora za
određene mc2 i NC2
pi_c = 13; %omjer tlakova poslije i prije kompresije
eta_c = 0.8; %učinkovitost kompresora
tau_c = 1+1/eta_c*(pi_c^((kapac-1)/(kapac))-1);%omjer
temperatura poslije i prije kompresije
tau_t = 1-(1/eta_m*(1/omjer_cp)*Tt2/Tt4*(tau_c-1));%omjer
temperatura poslije i prije ekspanzije
pi_t = (1-1/eta_t*(1-tau_t))^((kapat)/(kapat-1));%omjer
tlakova prije i poslije ekspanzije
pt5 = pi_t*pt4; %totalni tlak na izlazu iz turbine[bar]

%B
Tt5 = tau_t*Tt4; %totalna temperatura na izlazu iz
turbine[K]

%C
delta2=pt2/pstp; %omjer tlakova(faktor korekcije)
m2 = mc2*delta2/sqrt(theta2); %maseni protok kroz
kompresor[kg/s]
```