

Univerzitet u Beogradu  
Mašinski fakultet

Đorđe D. Petković

Proračun prelaznih režima rada  
gasnih turbina

doktorska disertacija

Beograd, 2023

University of Belgrade  
Faculty of Mechanical Engineering

Đorđe D. Petković

Calculation of Transient Performance of  
Gas Turbines

Doctoral Dissertation

Belgrade, 2023

**Mentor:**

**dr Milan Petrović**, redovni profesor,  
Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet.

**Članovi komisije:**

**dr Dragoslava Stojiljković**, redovni profesor,  
Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet.

**dr Milan Gojak**, redovni profesor,  
Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet.

**dr Milan Ristanović**, redovni profesor,  
Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet.

**dr Milan Banjac**, vanredni profesor,  
Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet.

**dr Budimir Rosić**, Associate Professor,  
University of Oxford, Department of Engineering Science.

Datum odbrane: 25.10.2023. godine.

## Zahvalnica

Najpre bih želeo da se zahvalim mentoru, prof. dr Milanu V. Petroviću na saradnji, predlo-  
gu teme i mnogobrojnim idejama i sugestijama koje su doprinele mom naučnoistraživačkom  
usavršavanju i izradi doktorske disertacije.

Zahvaljujem se v. prof. Milanu Banjcu na pomoći prilikom razvoja proračunskog modela, pisanja  
naučnih radova, kao i na savetima i komentarima tokom izrade disertacije.

Želim da se zahvalim dr Aleksandru Vidermanu i kolegama iz kompanije MAN Energy Solutions  
na obezbeđivanju i pripremi eksperimentalnih podataka, kao i na diskusijama koje su značajno  
doprinele unapređenju matematičkog modela.

Zahvalnost dugujem i sadašnjim članovima Laboratorije za toplotne turbomašine i termoener-  
getska postrojenja, doc. dr Srđanu Miliću, Teodori Madžar i Dejanu Đukanoviću na podršci i  
savetima, ali i bivšem članu Milošu Rankoviću koji me je uveo u oblast prelaznih režima rada  
gasnih turbina.

Članovi Komisije su doprineli unapređenju kvaliteta disertacije svojim korisnim pitanjima, sa-  
vetima i komentarima, na čemu im se zahvaljujem.

Posebnu zahvalnost dugujem svojoj porodica na svoj pruženoj podršci proteklih godina.

Beograd, jun 2023. godine

Dorđe Petković

## Sažetak

Promena udela obnovljivih izvora energije u proizvodnji električne energije dovodi do promene uloge koje konvencionalna postrojenja imaju u elektroenergetskom sistemu jer se zahteva fleksibilan rad i brzo startovanje. Menja se koncept razvoja novih postrojenja i, osim stacionarnih režima, postaje bitno izučavanje prelaznih pojava kao što su startovanje, brze promene opterećenja, normalno i prinudno zaustavljanje. Veliki deo razvoja obuhvata skupa eksperimentalna ispitivanja pri kojima može doći do oštećenja mašine. Stoga se veliki trud ulaže u razvoj proračunskih modela za predviđanje ovakvih režima što je i tema ove disertacije. U radu je opisan dinamički model za simuliranje različitih prelaznih režima rada gasnih turbina u celokupnom radnom opsegu, od pokretanja do zaustavljanja. Radni režimi kompresora i turbine opisani su pomoću stacionarnih karakteristika, dok je njihovo dinamičko ponašanje modelirano zakonima održanja u obliku običnih diferencijalnih jednačina. Pored osnovnih fenomena, akumulacije mase i energije, kao i akumulacije toplote unutar konstruktivnih elemenata mašine, obuhvaćeni su i efekti promene radijalnih zazora na performanse. Primenjene radne karakteristike su izračunate pomoću postojećih meridijanskih modela strujanja. Kako bi se obuhvatio uticaj promena geometrije kompresora zbog zakretanja statorskih lopatica kao i promena radijalnih zazora, implementiran je veliki broj karakteristika. Model je uparen sa osnovnim sistemom regulisanja radi kontrole brzine/opterećenja i izlazne temperature gasova iz turbine.

Razvijeni model je primenjen za simulaciju rada jednovratilnih i dvovratilnih industrijskih gasnih turbina i rezultati su upoređeni sa eksperimentalnim podacima. Poređenje uključuje veliki broj parametara za svaku komponentu postrojenja i startera koji se koristi pri startovanju. Simulirane su sekvence startovanja iz hladnog stanja, nagle promene opterećenja, zaustavljanje ali i rad mašine tokom više uzastopnih pokretanja radi analize uticaja termičkog stanja na performanse mašine. Sprovedene su i analize ponašanja gasne turbine pri različitim brzinama promene i naglog gubitka opterećenja.

**Ključne reči:** gasna turbina, kompresor, dinamički model, prelazne pojave, pokretanje, zaustavljanje

**Naučna oblast:** Mašinstvo.

**Uža naučna oblast:** Termoenergetika.

**UDK broj:** 621.438:621.515(043.3)

## Abstract

The change in the share of renewable energy sources in electricity production leads to a change in the role conventional power plants have in the power system, as flexible operation and quick start-up are required. The concept of new power plant development is changing and, apart from stationary regimes, it becomes important to study transient phenomena such as starting, rapid load changes, normal and emergency shutdown. Much of the development involves expensive experimental tests that can damage the machine. Therefore, a lot of effort is invested in the development of computational models for predicting such regimes, which is the subject of this dissertation. It describes a dynamic model for simulation of the complete transient operation of gas turbines, from start-up to shutdown. The performance of the compressor and the turbine are described using steady-state characteristics, while component dynamics are modeled with the conservation laws in the form of ordinary differential equations. In addition to basic transient phenomena, volume packing, and heat soakage, the effects of the tip clearance change on the performance are also included. The applied component characteristics are calculated using through-flow solvers. A large number of compressor maps are implemented to include adjustments of stator blades and changes in tip clearances. The model is paired with a control system for the regulation of speed/load and turbine exit temperature.

The developed model was applied to simulate the operation of single-shaft and two-shaft industrial gas turbines and the results were compared with experimental data. The comparison includes a large number of parameters for each component of the power plant and the starter used during start-up. Sequences of starting from a cold state, sudden load changes, shutdown, but also the operation of the machine during several consecutive start-ups were simulated in order to analyze the influence of the thermal state on the performance of the machine. Analyses of the behavior of the gas turbine at different loading rates and at load rejection were also carried out.

**Keywords:** gas turbine, compressor, dynamic model, transient operation, start-up, shutdown

**Scientific field in general:** Mechanical Engineering.

**Scientific field in particular:** Thermal Power Engineering.

**UDC:** 621.438:621.515(043.3)

# Sadržaj

<b>1</b>	<b>Uvod</b>	<b>1</b>
1.1	Stanje istraživanja . . . . .	3
1.2	Cilj istraživanja . . . . .	4
1.3	Struktura disertacije . . . . .	4
<b>2</b>	<b>Prelazni režimi rada</b>	<b>6</b>
2.1	Ravnotežno i prelazno stanje . . . . .	6
2.2	Nestacionarni fizički fenomeni . . . . .	7
2.2.1	Akumulacija mase i energije radnog fluida . . . . .	7
2.2.2	Apsorpcija toplote u konstruktivnim elementima . . . . .	9
2.2.3	Ostali fenomeni . . . . .	10
2.2.4	Inertnost obrtnih masa . . . . .	11
2.3	Karakteristični prelazni radni režimi . . . . .	11
2.3.1	Startovanje . . . . .	11
2.3.2	Nagla promena opterećenja . . . . .	12
2.3.3	Zaustavljanje . . . . .	13
2.4	Radna ograničenja . . . . .	14
2.4.1	Granica pumpanja . . . . .	14
2.4.2	Visoka temperatura na ulazu u turbinu . . . . .	15
2.4.3	Kontakt između pokretnih i nepokretnih delova . . . . .	15
<b>3</b>	<b>Pristupi u modeliranju</b>	<b>16</b>
3.1	Klasifikacija modela . . . . .	16
3.2	Nultodimenzijski modeli . . . . .	17
3.2.1	Stacionarni modeli . . . . .	17
3.2.2	Dinamički modeli . . . . .	20
3.2.2.1	Modeliranje prelaznih režima iznad praznog hoda . . . . .	21
3.2.2.2	Modeliranje startovanja . . . . .	24
3.2.2.2.1	Transformacija standardnih mapa uvođenjem pomoć- nih koordinata . . . . .	24
3.2.2.2.2	Metoda generalizovanja radnih karakteristika kompo- nenti . . . . .	26
3.2.2.2.3	Metoda ekstrapolacije radnih karakteristika komponenti . . . . .	28
<b>4</b>	<b>Sistem regulisanja</b>	<b>33</b>
4.1	Osnovni koncept regulisanja . . . . .	33
4.1.1	PID regulator . . . . .	34
4.1.1.1	Regulator proporcionalnog dejstva . . . . .	34

4.1.1.2	Regulator proporcionalno-integralnog dejstva . . . . .	34
4.1.1.3	Regulator proporcionalno-integralno-diferencijalnog dejstva . . . . .	35
4.1.1.4	Pokazatelji kvaliteta dinamičkog ponašanja . . . . .	35
4.1.1.5	Podešavanje PID regulatora . . . . .	36
4.2	Regulacioni krugovi . . . . .	38
4.2.1	Regulisanje promenom masenog protoka goriva . . . . .	38
4.2.2	Regulisanje promenom geometrije kompresora . . . . .	39
4.2.3	Regulisanje promenom količine oduzimanja vazduha iz kompresora . . . . .	40
4.3	Modeli sistema regulisanja . . . . .	40
<b>5</b>	<b>Matematički model</b>	<b>42</b>
5.1	Radne mape . . . . .	43
5.1.1	Alati za proračun radnih karakteristika kompresora i turbina . . . . .	43
5.1.2	Forma mape . . . . .	44
5.1.3	Radne karakteristike u oblasti niskog broja obrtaja . . . . .	44
5.2	Osobine radnog tela . . . . .	46
5.3	Usisni i izduvni sistem . . . . .	48
5.4	Kompresor . . . . .	49
5.4.1	Stanje vazduha na mestima oduzimanja . . . . .	51
5.4.2	Promena količine oduzimanja vazduha . . . . .	52
5.4.3	Promena visine procepa . . . . .	52
5.5	Grejna komora . . . . .	53
5.6	Turbina . . . . .	54
5.7	Dinamika obrtnih masa . . . . .	55
5.8	Bilans po prvom zakonu termodinamike . . . . .	56
5.9	Sistem regulisanja . . . . .	58
5.9.1	Regulacija snage . . . . .	59
5.9.2	Regulacija broja obrtaja . . . . .	60
5.9.3	Regulacija temperature na izlazu iz turbine . . . . .	61
5.10	Procedura rešavanja . . . . .	62
5.10.1	Algoritam proračuna . . . . .	62
5.10.2	Metode rešavanja običnih diferencijalnih jednačina . . . . .	62
5.10.3	Metoda interpolacije mapa . . . . .	65
5.11	Transformacija dinamičkog modela u statički . . . . .	65
5.12	Organizacija programa . . . . .	67
<b>6</b>	<b>Validacija i demonstracija metode</b>	<b>69</b>
6.1	Jednovratilna industrijska gasna turbina . . . . .	69
6.1.1	Validacija dinamičkog modela . . . . .	70
6.1.2	Simulacija rada gasne turbine sa sistemom regulisanja . . . . .	73
6.1.2.1	Startovanje . . . . .	74
6.1.2.2	Promena opterećenja . . . . .	77
6.1.2.3	Zaustavljanje i startovanje iz toplog stanja . . . . .	80
6.1.3	Uticaj gradijenta promene opterećenja na ponašanje gasne turbine . . . . .	83



6.1.4	Gubitak opterećenja pri ostrvskom radu . . . . .	85
6.2	Dvovratilna industrijska gasna turbina . . . . .	86
6.2.1	Startovanje . . . . .	87
6.2.2	Promena opterećenja i variranje broja obrtaja slobodne turbine . . . . .	90
6.2.3	Zaustavljanje . . . . .	93
6.3	Numeričke performanse i vreme izvršenja simulacija . . . . .	95
<b>7</b>	<b>Zaključak</b>	<b>97</b>
	<b>Literatura</b>	<b>103</b>
	<b>Biografija</b>	<b>104</b>
	<b>Izjava o autorstvu</b>	<b>105</b>
	<b>Izjava o istovetnosti štampane i elektronske verzije doktorskog rada</b>	<b>106</b>
	<b>Izjava o korišćenju</b>	<b>107</b>

# Nomenklatura

## Latinični simboli

Simbol	Veličina	Jedinica
$\dot{M}$	Maseni protok	[kg/s]
$\dot{Q}$	Toplotni fluks	[W]
$\bar{n}$	Normalizovan broj obrtaja	[-]
$\pi$	Stepen kompresije	[-]
$A$	Površina	[m <sup>2</sup> ]
$b$	Specifična stehiometrijska količina goriva	[kg/kg]
$c_m$	Specifični toplotni kapacitet metala	[J/(kg · K)]
$c_p$	Specifični toplotni kapacitet gasa	[J/(kg · K)]
$D$	Prečnik	[m]
$e$	Relativna numerička greška	[-]
$g$	Ubrzanje Zemljine teže	[m/s <sup>2</sup> ]
$Gr$	Grašofov broj	[-]
$h$	Koeficijent prelaženja toplote	[W/(m <sup>2</sup> · K)]
$h$	Specifična entalpija	[J/kg]
$H_d$	Donja toplotna moć goriva	[kJ/kg]
$J$	Moment inercije	[kg · m <sup>2</sup> ]
$K_D$	Diferencijalno pojačanje regulatora	[-]
$K_I$	Integralno pojačanje regulatora	[-]
$K_P$	Proporcionalno pojačanje regulatora	[-]
$K_{st}$	Udaljenost od granice stabilnosti	[%]
$L$	Karakteristična dužina	[m]
$M$	Masa	[kg]
$n$	Broj obrtaja	[o/min]
$Nu$	Nuseltov broj	[-]
$P$	Snaga	[W]
$p$	Pritisak	[Pa]
$Pr$	Prandtlov broj	[-]
$R$	Gasna konstanta	[J/(kg · K)]
$Re$	Rejnoldsov broj	[-]
$s$	Specifična entropija	[J/(kg · K)]
$T$	Temperatura	[K]
$t$	Vreme	[s]
$T_D$	Diferencijalno vreme regulatora	[s]

$T_1$	Integralno vreme regulatora	[s]
$U$	Unutrašnja energija	[J]
$u$	Specifična unutrašnja energija	[J/kg]
$V$	Zapremina	[m <sup>3</sup> ]
$v$	Brzina	[m/s]
$x$	Udeo stehiometrijskih produkata sagorevanja u ukupnim	[-]
$z$	Redni broj stupnja	[-]

## Grčki simboli

Simbol	Veličina	Jedinica
$\alpha$	Ugao podesivog pretkola	[°]
$\beta$	Odnos masenog protoka goriva i vazduha	[-]
$\beta$	Pomoćna koordinata za parametrizaciju mape	[-]
$\beta$	Temperaturni koeficijent zapreminskog širenja fluida	[K <sup>-1</sup> ]
$\delta$	Korekcionni faktor za pritisak	[-]
$\delta$	Visina procepa	[mm]
$\epsilon$	Relativna greška u sistemu regulisanja	[-]
$\epsilon$	Relativni pad pritiska	[-]
$\epsilon_d$	Relativna dinamička greška u trenutku preskoka u sistemu regulisanja	[-]
$\epsilon_m$	Maksimalna dozvoljena relativna greška u sistemu regulisanja	[-]
$\epsilon_s$	Relativna statička greška u sistemu regulisanja	[-]
$\eta$	Stepen korisnosti	[-]
$\lambda$	Koeficijent trenja	[-]
$\lambda$	Koeficijent viška vazduha	[-]
$\lambda$	Toplotna provodljivost fluida	[W/(m · K)]
$\mu$	Dinamička viskoznost	[Pa · s]
$\nu$	Kinematska viskoznost	[m <sup>2</sup> /s]
$\Pi$	Preskok	[-]
$\pi$	Stepen kompresije	[-]
$\rho$	Gustina	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\tau$	Termička vremenska konstanta	[s]
$\tau_d$	Trenutak pojave preskoka	[s]
$\tau_s$	Vreme smirenja	[s]
$\tau_u$	Vreme uspona	[s]
$\theta$	Korekcionni faktor za temperaturu	[-]

## Indeksi

### Simbol Značenje

1	Stanje na ulazu u kompresor
2	Stanje na izlazu iz kompresora
3	Stanje na ulazu u turbinu
4	Stanje na izlazu iz turbine
2p	Stanje na izlazu iz plenuma kompresora
4p	Stanje na izlazu iz plenuma turbine

amb	Ambijentalni uslovi
b	Bruto
C	Kompresor
fl	Fluid
GG	Generator gasa
GK	Grejna komora
G	Generator
g	Gorivo
IGV	Podesivo pretkolo (Inlet Guide Vane)
ISO	ISO referentni uslovi
IS	Izduvni sistem
iz	Izlaz
kor	Korigovana vrednost
KZ	Kontrolna zapremina
k	Kućište
meh	Mehanički
m	Metal
nom	Nominalna vrednost
o	Oduzimanje vazduha iz kompresora
ps	Produkti sagorevanja
ref	Referentna vrednost
rv	Rashladni vazduh
r	Rotor
sag	Sagorevanje
sr	Srednja vrednost
ST	Slobodna turbina
st	Stabilno područje rada
st	Startni uređaj
s	Izentropsko, idealno stanje
T	Turbina
ul	Ulaz
US	Usisni sistem
v	Vazduh

## **Superskripti**

### **Simbol Značenje**

ekv      Ekvivalentno stanje

## **Skraćenice**

### **Skraćenica Značenje**

CFD      Computational Fluid Dynamic  
 CMF      Constant Mass Flow  
 FSNL      Full Speed No Load  
 ICV      Intercomponent Volume

IGV	Inlet Guide Vane
OIE	Obnovljivi izvori energije
PI	Proporcionalno-integralni regulator
PID	Proporcionalno-integralno-diferencijalni regulator

# Glava 1

## Uvod

Trenutno, preko 60% električne energije u svetu se proizvodi u termoelektranama na fosilna goriva [20]. Njihovim sagorevanjem oslobađaju se gasovi i materije koje su štetne po životnu sredinu. Jedan od produkata sagorevanja je i ugljendioksid, koji se ne smatra toksičnim, ali spada u gasove sa efektom staklene bašte koji utiču na globalno zagrevanje. Čak i da to nije problem, rezerve goriva su ograničene. Stoga, teži se povećanju udela obnovljivih izvora energije (OIE) u proizvodnji električne energije. Nepredvidivost OIE u pogledu trenutnog kapaciteta dovodi do nestabilnosti elektroenergetskog sistema, što se predupređuje fleksibilnim radom termoelektrana na fosilna goriva. Tako se od postojećih termoeenergetskih postrojenja sve češće zahtevaju brze promene opterećenja ali i učestala startovanja i zaustavljanja. Kako su savremeni parni blokovi izuzetno složeni sistemi sa velikim brojem komponenata, karakteriše ih velika inertnost i lošije dinamičke karakteristike. Shodno tome, gasni blokovi su pogodniji kandidati za pokrivanje razlika koje mogu nastati usled naglih promena u kapacitetima sa strane proizvodnje ili potrošnje električne energije.

Zbog mogućnosti primene tečnog i gasovitog goriva različitog kvaliteta, gasna turbina je efikasno rešenje za proizvodnju električne energije i mehaničkog rada, posebno usled ograničenja u pogledu zaštite životne sredine. Mogućnost proizvodnje velike količine energije i sile potiska u odnosu na masu i dimenzije, ima i dominantnu ulogu pokretača u vazduhoplovstvu. Gasne turbine se koriste i za pogon brodova i kod automobila u vidu turbopunjača. Ostale prednosti gasnih turbina su kratko vreme potrebno za startovanje i postizanje željenog opterećenja, niska cena proizvodnje i održavanja.

Tokom energetske tranzicije ka obnovljivim izvorima energije, gasne turbine će dobiti novu ulogu u budućim elektroenergetskim sistemima. Sigurno je da će se povećavati instalisani kapaciteti OIE ali zbog njihovog nestabilnog karaktera biće neophodna akumulacija energije. Kao jedan od načina za akumulaciju viška energije iz obnovljivih izvora je vodonik koji bi se proizvodio kada postoji višak električne energije a sagorevao u gasnim turbinama i kombinovanim postrojenjima parne i gasne turbine, bez emisije ugljendioksida. Već sada svaki proizvođač gasnih turbina u specifikaciji daje dozvoljeni udeo vodonika u gorivu.

Gasna turbina predstavlja rotacionu mašinu koja radi po Džulovom desnokretnom kružnom ciklusu i njene glavne komponente su kompresor, grejna komora i turbina. Njena istorija počinje 1791. godine, patentom Džona Barbera (John Barber) koji je konstruisao mašinu koja je sadržala navedene komponente i koja je radila na sličnom principu kao današnje gasne turbine. Tokom 19. veka načinjeno je više pokušaja da se mašina usavrši da bude samoodrživa,

ali bez uspeha. Tek 1930. godine, u Velikoj Britaniji je Frenk Vitl (Frank Whittle) patentirao turbomlazni avionski motor koji je uspešno testiran 1937. godine. Prvo komercijalno postrojenje za proizvodnju električne energije je pušteno u rad 1939. godine u Nojšatelju, Švajcarska a proizvođač je bio kompanija Braun Boveri (Brown Boveri Company).

Od tada, pa do danas, razvoj se odvija u cilju poboljšanja stepena korisnosti ciklusa, koji zavisi od osnovnih termodinamičkih parametara, i stepena korisnosti komponenti. U osnovne termodinamičke parametre spadaju pritisak i temperatura na ulazu u kompresor, stepen kompresije i temperatura na ulazu u turbinu. Povećanjem temperature na ulazu u turbinu, praćenu odgovarajućim stepenom kompresije, povišava se i stepen korisnosti ciklusa. Prethodno spomenuto postrojenje je imalo stepen kompresije 4.4 i temperaturu na ulazu u turbinu  $550^{\circ}\text{C}$ , čime je postignut stepen korisnosti 17%. Unapređivanjem tehnologije, stepen kompresije je povećan od 4 do preko 40 paralelno sa povišenjem temperature na ulazu u turbinu (do 1900 K), čime je dobijen stepen korisnosti postrojenja od preko 43%. Rad sa ovako visokim temperaturama gasova je omogućen hlađenjem lopatica, diskova i kućišta turbine vazduhom iz kompresora. U kombinovanim postrojenjima sa parnim i gasnim turbinama je postignut stepen korisnosti preko 63% [26].

Razvoj gasnih turbina je pratio i razvoj alata za predviđanje njihovog ponašanja na nominalnom ali i parcijalnim režimima. Proces projektovanja započinje se na osnovu zahteva za nominalnom snagom i stepenom korisnosti. Dodatni zahtevi mogu biti vezani za cenu postrojenja, životni vek, dimenzije, ukupnu masu, a često se dešava da su pojedini zahtevi sukobljeni. Prva faza je proračun termodinamičkog ciklusa na nominalnom režimu u kojoj je potrebno obuhvati sve važne faktore kao što su očekivani stepeni korisnosti komponenti, padove pritiska, oduzimanja vazduha iz kompresora i ubrizgavanja u turbinu. Ovde se mora voditi računa o uticaju izabranih parametara na mehanički i aerodinamički dizajn, koji su naredne faze projektovanja.

Faza aerodinamičkog dizajna se može podeliti u više koraka, gde je prvi korak sprovođenje proračuna na osnovu jednodimenzijske teorije stupnjeva. Sledeći korak je dvodimenzijski proračun strujanja gde se dobijaju parametri od korena do vrha i prostorni oblik lopatice. Nakon toga vrši se optimizacija procesa pomoću numeričke mehanike fluida (CFD - computational fluid dynamics). U svakom koraku se određuje i ponašanje na parcijalnim režimima. Naredna faza predstavlja mehanički proračun gde se dimenzionišu elementi postrojenja: vratilo, lopatice, diskovi, kućišta, ležajevi, itd. U ovoj fazi se određuju naponi i frekvencije sopstvenih oscilacija pojedinih komponenti i sklopova. Često se dešava da se na osnovu ovih rezultata sprovede dodatne korekcije u aerodinamičkom dizajnu. Kada su ispunjeni svi zahtevi izrađuju se delovi i eksperimentalno verifikuju očekivane karakteristike.

Zbog sve češćih zahteva u pogledu startovanja i zaustavljanja, i brzih promena snage postrojenja, prilikom projektovanja moraju se razmotriti i dinamičke karakteristike mašine, odnosno ponašanje tokom prelaznih režima rada. Eksperimentalni testovi su skupi i potencijalno havarijski, pa se za predviđanje ovih procesa neophodna primena alata u kojima su implementirani dinamički modeli postrojenja. Osim u fazi projektovanja, oni se koriste i za praćenje rada u realnom vremenu, identifikaciju nedostataka, testiranje sistema regulisanja, predviđanje budućih performansi [33]. U zavisnosti od namene, razvijeni su dinamički modeli različite složenosti i opširnije o njima biće dato u narednom odeljku.

## 1.1 Stanje istraživanja

Razvoj modela za proračun prelaznih režima rada gasnih turbina započeo je sredinom 20. veka i do sada je objavljen i komercijalizovan veliki broj alata. Verovatno najpoznatiji komercijalni softver je GasTurb [27] koji je nastao na osnovu istraživanja [42, 43], a danas se razvija i distribuira u okviru istoimene kompanije. Primenjuje se za simulaciju rada na nominalnim, parcijalnim i prelaznim režimima. Umesto aerodinamičkog proračuna procesa u kompresoru i turbini koriste se odgovarajuće karakteristike. Drugi komercijalni program je GSP (Gas Turbine Simulation Program) [47] koji je zasnovan na programu DYNGEN [68] a kasnije je unapređivan u okviru istraživačkog centra NLR [74, 75]. Karakteristika ovog programa je interaktivni grafički interfejs sa opcijom prevlačenja i jednostavnim povezivanjem komponenti, radi dobijanja postrojenja različitih konfiguracija. Program PROOSIS (Propulsion Object Oriented Simulation Software) [8] je još jedan alat koji je po konfiguraciji sličan programu GSP. Ishod je međunarodnog projekta VIVACE u saradnji evropskih kompanija i više univerziteta [2].

Kompanija MTU je razvila softverski paket MOPEDS (MODular Performance and Engine Design System) za projektovanje avionskih i energetske gasne turbine [36], koji se osim nestacionarnog proračuna može koristiti i za dizajn. Sličan softver je napravljen i u istraživačkom centru DLR pod nazivom GTLab (Gas Turbine Laboratory) [73, 60]. Namena ovog sistema je projektovanje avionskih motora od termodinamičkog ciklusa do kompletne 3D geometrije, kao i analiza i praćenje rada na svim radnim režimima. U grafičko programskom okruženju Simulink, u okviru kompanije Siemens, razvijen je alat GasTurboLib [53]. Glavni deo alata je biblioteka sa blokovima koji predstavljaju komponente postrojenja. Izborom odgovarajućih blokova i njihovim povezivanjem formira se željena toplotna šema. Alat je demonstriran na simulacijama startovanja i promenama opterećenja.

Modeli za proračun prelaznih režima rada razvijeni su i na velikom broju univerziteta. U radu [40], objašnjen je dinamički model koji je demonstriran simuliranjem promene opterećenja. Proširen je dodavanjem generalizovanih karakteristika u oblasti nižih brojeva obrtaja i simuliranjem startovanja [39]. Simulacije u realnom vremenu se postižu dinamičkim modelom [16]. Računski kod je razvijen u Matlab-Simulink okruženju, ali je, zbog bržeg izvršavanja, izvezen u programski jezik C. U istom okruženju je razvijen i program TRANSEO [71] za simulacije prelaznih režima rada gasnih mikro turbina. Program TURBOMATCH [44] je još jedan primer razvoja za analizu rada gasne turbine na nominalnim i parcijalnim režimima. U njemu je kasnije implementiran modul i za proračun dinamičkog ponašanja [35].

Svi navedeni dinamički modeli koriste karakteristike pojedinačnih komponenti, tzv. mape, gde se parametri određuju samo na ulaznim i izlaznim stanicama. Kada je potreban detaljniji proračun komponenti koristi se program GETRAN [66] gde se umesto mapa sprovodi jednodimenzijski nestacionarni aerodinamički proračun [67].

Pored prethodno izloženih modela koji su zasnovani na zakonima fizike, razvijeno je i nekoliko modela koji su bazirani na veštačkim neuronskim mrežama. Dinamičko ponašanje se obično predviđa NARX (nonlinear autoregressive with exogenous inputs) pristupom. Ovakav model je primenjen za simulaciju promena opterećenja [5], a zatim je iskorišćen i za simulaciju startovanja industrijske gasne turbine [4]. Isti pristup je korišćen i za predviđanje dinamičkog ponašanja postrojenja kompresora [72].



## 1.2 Cilj istraživanja

Na osnovu izloženog stanja istraživanja, može se videti da najveći broj alata koristi unapred određene karakteristike kompresora i turbine. Na ovaj način postiže se kratko vreme izvršenja proračuna, ali pouzdanost krajnjih rezultata u velikoj meri zavisi od tačnosti unetih karakteristika. One se mogu odrediti eksperimentalno ili izračunati pomoću alata za aerodinamički proračun kompresora i turbine. Kompresori obično imaju promenljivu geometriju i nekoliko oduzimanja vazduha koje je potrebno uzeti u obzir. U navedenim modelima, implementacija promene geometrije nije jasno navedena, ili se koriste relacije za skaliranje i modifikovanje dostupnih karakteristika. Skaliranje je primenljivo samo u blizini poznate radne tačke, dok se u graničnim položajima dobijaju netačni rezultati. Modifikovanje karakteristike se koristi kada je potrebno uzeti u obzir promenljivu geometriju kompresora. Dalje, efekat promene količine oduzetog, odnosno ubrizganog vazduha nije obuhvaćen. Većina dinamičkih modela ne uključuje razmenu toplote između metalne konstrukcije i radnog tela koja ima veliki uticaj pri ekstremnim manevrima kao što je startovanje ili nagla promena opterećenja.

Stoga, cilj ovog istraživanja je razvoj metodologije za modeliranje dinamičkog ponašanja gasnih turbina sa osnovnim sistemom regulisanja, koja će obuhvatiti sve nedostatke postojećih modela. Ishod ovog istraživanja je alat za simuliranje karakterističnih prelaznih pojava kao što su startovanje, promena opterećenja i zaustavljanje postrojenja za proizvodnju električne energije ili mehaničkog rada. Na osnovu izračunatih radnih parametara komponenti biće određene performanse i termičko stanje mašine u svakom trenutku. Sprega modela gasne turbine i sistema regulisanja treba da omogući testiranje regulatora i upravljačkih komponenti. Razvijeni model će obezbeđivati testiranje mašine u virtuelnom okruženju do granica nestabilnog rada. Time će se omogućiti analiza i optimizacija postrojenja bez troškova za eksperimente i bez rizika od havarije. Zamišljena primena modela je u fazi razvoja ali bi se mogao koristiti i za simuliranje rada paralelno sa mašinom u pogonu.

Za postizanje prethodno navedenog cilja, potrebno je ispuniti sledeće zadatke:

- Upoznavanje sa fenomenima koji se pojavljuju tokom prelaznih režima rada,
- Analiza postojećih dinamičkih modela,
- Razvoj matematičkog modela gasne turbine,
- Razvoj pratećeg sistema regulisanja,
- Primena modela na više primera gasnih turbina različitih konfiguracija.

Više detalja o inovativnosti i originalnosti samog modela biće dato nakon pregleda literature.

## 1.3 Struktura disertacije

Zbog preglednosti, struktura prema poglavljima je kreirana kako bi se čitalac postepeno uveo u tematiku prelaznih režima rada i njihovog modeliranja.

Poglavlje 2 objašnjava pojave vezane za prelazne režime rada gasnih turbina. U njemu su izloženi fenomeni koji se javljaju kod tranzijentnih pojava, njihovi uzroci i potencijalni problemi.

U poglavlju 3 je dat pregled literature vezan za modeliranje gasnih turbina. Objasnjeni su modeli razlicitog nivoa slozenosti, njihove prednosti i nedostaci.

Poglavlje 4 obuhvata pregled literatura sistema regulisanja kod gasnih turbina. Objasnjeni su principi regulisanja, regulacioni krugovi i postojeći modeli.

U poglavlju 5 je definisan izabrani matematički model postrojenja gasne turbine i detaljno opisano modeliranje svake komponente, kao i sistema regulisanja. Dat je algoritam numeričkog proračuna prelaznih pojava i objasnjena je organizacija programa.

Poglavlje 6 predstavlja prikaz rezultata na primerima jednovratilne i dvovratilne turbine i poređenje sa eksperimentalnim podacima. Tu su date i analize ponašanja gasnih turbina pri kritičnim pojavama.

U poglavlju 7 je izložena zaključna razmatranja i preporuke za dalji razvoj metode.

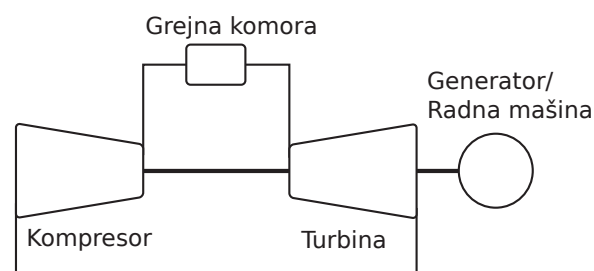
# Glava 2

## Prelazni režimi rada

Prelazni ili tranzijentni režimi predstavljaju rad mašine pri kojem se parametri menjaju sa vremenom. Pre definisanja fizičkih fenomena koje se javljaju tokom prelaznih režima biće objašnjeno ravnotežno i prelazno radno stanje gasne turbine. Zatim će biti opisani karakteristični radni režimi i, na kraju, radna ograničenja sa posledicama neadekvatnog rada.

### 2.1 Ravnotežno i prelazno stanje

Bazični model agregata gasne turbine se sastoji iz kompresora, grejne komore, turbine u užem smislu i radne mašine (slika 2.1), pri čemu su neke komponente spojene po toku gasova, odnosno zajedničkim vratilom. Ravnotežno radno stanje se ostvaruje postizanjem bilansa mase, energije, rada uz poklapanje tzv. radnih karakteristika pojedinačnih komponenti. Maseni protok kroz turbinu odgovara protoku kroz kompresor sa dodatkom dovedenog goriva. Količina toplote dovedena gorivom jednaka je toplotnim i mehaničkim gubicima i radu predatom radnoj mašini, koji ujedno odgovara razlici efektivnih radova turbine i kompresora. Dodatna veza je poklapanje radnih karakteristika kompresora i turbine. Step en ekspanzije u turbini treba da odgovara stepenu kompresije kompresora, uzimajući u obzir pad pritiska u grejnoj komori, dok temperatura na ulazu u turbinu odgovara izlaznom stanju iz kompresora i dovedenoj količini toplote gorivom, uzimajući u obzir identičan broj obrtaja turbine i kompresora. Prema tome, karakteristika kompresora ili turbine povezuje maseni protok, broj obrtaja i ulazno stanje gasa čija promena je značajnija kod turbine. U ravnotežnom, odnosno stacionarnom stanju, akumulacija mase i energije nije promenljiva i ne utiče na krajnji bilans. Ovo je slučaj čak i pri veoma sporim promenama radnog režima. Međutim, tokom naglih promena, promenljiva akumulacija mase i energije kao i drugi nestacionarni efekti, imaju presudan značaj i dovode do značajnog odstupanja od kvazistatičkih promena stanja.



Sl. 2.1: Šema osnovnog modela postrojenja gasne turbine

## 2.2 Nestacionarni fizički fenomeni

Za izučavanje prelaznih režima bitno je uočiti nekoliko karakterističnih fizičkih procesa [76]:

- akumulacija mase i energije radnog fluida u zapreminama protočnog dela mašine,
- akumulacija toplote zagrevanjem metalnih elemenata turboagregata,
- promena veličine različitih zazora između rotacionih i stacionarnih elemenata usled promene temperature metala i centrifugalne sile,
- kašnjenje procesa sagorevanja u grejnoj komori, usled potrebnog vremena od trenutka ubrizgavanja goriva do njegovog sagorevanja,
- kašnjenje odziva sistema upravljanja,
- akumulacija kinetičke energije i povezana inercija obrtnih masa.

Nabrojani fenomeni imaju različit uticaj na promenu stanja celokupnog sistema. Njihov značaj zavisi od vrste prelazne pojave, kao i od toplotne šeme postrojenja [25]. Preciznost matematičkih modela za opisivanje dinamičkog ponašanja zavisi od opsega obuhvaćenih pojava.

### 2.2.1 Akumulacija mase i energije radnog fluida

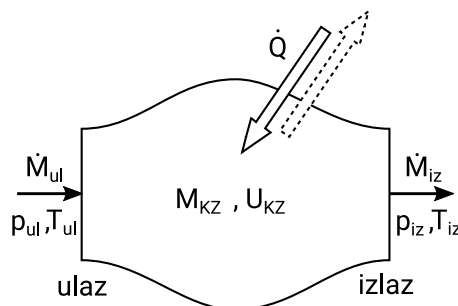
Pri stacionarnom radu bilansi mase i energije su uravnoteženi, što pri prelaznim režimima nije zadovoljeno. Razlika se kompenzuje akumulacijom mase  $M_{KZ}$  i unutrašnje energije  $U_{KZ}$  fluida unutar kontrolne zapremine KZ, što je prikazano na slici 2.2. Akumulacija mase  $M_{KZ}$  se može odrediti zakonom održanja mase gde se može videti da ona zavisi od masenog protoka na ulazu  $\dot{M}_{ul}$  i izlazu  $\dot{M}_{iz}$ :

$$\frac{dM_{KZ}}{dt} = \dot{M}_{ul} - \dot{M}_{iz}. \quad (2.1)$$

Na osnovu jednačine stanja idealnog gasa može se doći do sledećeg oblika održanja mase:

$$p_{KZ}V_{KZ} = M_{KZ}R T_{KZ} \Rightarrow M_{KZ} = \frac{p_{KZ}V_{KZ}}{RT_{KZ}}, \quad (2.2)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{p_{KZ} V_{KZ}}{R T_{KZ}} \right) = \dot{M}_{ul} - \dot{M}_{iz}, \quad (2.3)$$



Sl. 2.2: Bilans mase i energije u kontrolnoj zapremini

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{p_{KZ}}{T_{KZ}} \right) = \frac{R}{V_{KZ}} \left( \dot{M}_{ul} - \dot{M}_{iz} \right), \quad (2.4)$$

$$\left( T_{KZ} \frac{dp_{KZ}}{dt} - p_{KZ} \frac{dT_{KZ}}{dt} \right) \frac{1}{T_{KZ}^2} = \frac{R}{V_{KZ}} \left( \dot{M}_{ul} - \dot{M}_{iz} \right), \quad (2.5)$$

$$\frac{dp_{KZ}}{dt} - \frac{p_{KZ}}{T_{KZ}} \frac{dT_{KZ}}{dt} = \frac{R}{V_{KZ}} T_{KZ} \left( \dot{M}_{ul} - \dot{M}_{iz} \right), \quad (2.6)$$

$$\frac{dp_{KZ}}{dt} = \frac{R}{V_{KZ}} T_{KZ} \left( \dot{M}_{ul} - \dot{M}_{iz} \right) + \frac{p_{KZ}}{T_{KZ}} \frac{dT_{KZ}}{dt}. \quad (2.7)$$

Prvi član desne strane jednačine (2.7) opisuje promenu pritiska koja nastaje usled promene ukupne mase radnog fluida u konačnoj zapremini, a drugi član promenu pritiska izazvanu promenom temperature stišljivog radnog fluida unutar kontrolne zapremine.

Proces istovremeno dovodi do promene termodinamičkih parametara unutar kontrolne zapremine i akumulacija unutrašnje energije  $U_{KZ}$  iznosi

$$\frac{dU_{KZ}}{dt} = \dot{M}_{ul} h_{ul} - \dot{M}_{iz} h_{iz} + \dot{Q}, \quad (2.8)$$

gde su  $h_{ul}$  i  $h_{iz}$  specifične entalpije, redom, na ulazu i izlazu, dok je  $\dot{Q}$  ukupan fluks razmene toplote kroz čvrste granice kontrolne zapremine. Koristeći iste pretpostavke kao i kod zakona održanja mase, dobija se:

$$\frac{d(M_{KZ} u_{KZ})}{dt} = \dot{M}_{ul} h_{ul} - \dot{M}_{iz} h_{iz} + \dot{Q}, \quad (2.9)$$

$$u_{KZ} \frac{dM_{KZ}}{dt} + M_{KZ} \frac{du_{KZ}}{dt} = \dot{M}_{ul} h_{ul} - \dot{M}_{iz} h_{iz} + \dot{Q}, \quad (2.10)$$

$$M_{KZ} \frac{du_{KZ}}{dt} = \dot{M}_{ul} h_{ul} - \dot{M}_{iz} h_{iz} + \dot{Q} - u_{KZ} \left( \dot{M}_{ul} - \dot{M}_{iz} \right), \quad (2.11)$$

$$\frac{du_{KZ}}{dt} = \frac{1}{M_{KZ}} \left[ \dot{M}_{ul} h_{ul} - \dot{M}_{iz} h_{iz} + \dot{Q} - u_{KZ} \left( \dot{M}_{ul} - \dot{M}_{iz} \right) \right]. \quad (2.12)$$

Procesi akumulacije su izraženi kod komponenata velike zapremine, kao što su grejna komora, uvodnici i izlazni difuzori kompresora i turbine [16].

Za određivanje parametara na ulazu ili izlazu iz komponente, primenjuju se modeli sa linearnom ili koncentrisanom promenom veličina. Kod linearnog modela pretpostavlja se da se parametri menjaju linearno od ulaza do izlaza, pa se jednačine (2.7) i (2.12) transformišu u sledeći oblik:

$$\frac{dp_{ul}}{dt} + \frac{dp_{iz}}{dt} = \frac{2R}{V_{KZ}} T_{sr} \left( \dot{M}_{ul} - \dot{M}_{iz} \right) + \frac{p_{sr}}{T_{sr}} \left( \frac{dT_{ul}}{dt} + \frac{dT_{iz}}{dt} \right), \quad (2.13)$$

$$\frac{du_{ul}}{dt} + \frac{du_{iz}}{dt} = \frac{2}{M_{KZ}} \left[ \dot{M}_{ul} h_{ul} - \dot{M}_{iz} h_{iz} + \dot{Q} - u_{sr} \left( \dot{M}_{ul} - \dot{M}_{iz} \right) \right], \quad (2.14)$$

gde je indeks sr korišćen za označavanje srednjih vrednosti:

$$p_{sr} = \frac{p_{ul} + p_{iz}}{2}, \quad T_{sr} = \frac{T_{ul} + T_{iz}}{2}, \quad u_{sr} = \frac{u_{ul} + u_{iz}}{2}. \quad (2.15)$$

Promena parametara kod drugog modela je koncentrisana u jednu tačku, pa je stanje unutar komponente jednako stanju na izlazu:

$$\frac{dp_{iz}}{dt} = \frac{R T_{iz}}{V_{KZ}} (\dot{M}_{ul} - \dot{M}_{iz}) + \frac{p_{iz}}{T_{iz}} \frac{dT_{iz}}{dt}, \quad (2.16)$$

$$\frac{du_{iz}}{dt} = \frac{1}{M_{KZ}} \left[ \dot{M}_{ul} h_{ul} - \dot{M}_{iz} h_{iz} + \dot{Q} - u_{iz} (\dot{M}_{ul} - \dot{M}_{iz}) \right]. \quad (2.17)$$

Rezultati dobijeni pomoću jednačina (2.13–2.14) i (2.16–2.17) se dobro slažu, ali višestruko duže vreme proračuna je osnovni nedostatak modela sa linearnom promenom [19].

## 2.2.2 Apsorpcija toplote u konstruktivnim elementima

Promena lokalne temperature radnog fluida tokom prelaznog radnog režima, dovodi do nestacionarnog prenosa toplote između fluidne struje i materijala čvrstih površi. Ovo ima za posledicu promenu temperature konstrukcionih elemenata protočnog dela kompresora, turbine i grejne komore, koja može biti intenzivna pri naglim varijacijama snage agregata [53]. Uticaj je izraženiji što je veća kontaktna površina i masa komponente. Ovo se naročito odnosi na grejnu komoru i ukoliko postoji, regenerativni razmenjivač toplote.

Ukupni fluks razmene toplote između fluida i metala  $\dot{Q}$  iznosi

$$\dot{Q} = h A (T_{fl} - T_m), \quad (2.18)$$

gde je  $h$  koeficijent prelaženja toplote koji zavisi od osobina fluida, geometrije i režima strujanja, dok je  $A$  kontaktna površina kroz koju se toplota razmenjuje. Veza između Nuseltovog broja  $Nu$  i koeficijenta prelaženja toplote  $h$  je:

$$Nu = \frac{h L}{\lambda}, \quad (2.19)$$

pri čemu je  $L$  karakteristična dužina, a  $\lambda$  toplotna provodljivost fluida.

Nuseltov broj se određuje na osnovu izraza [17]:

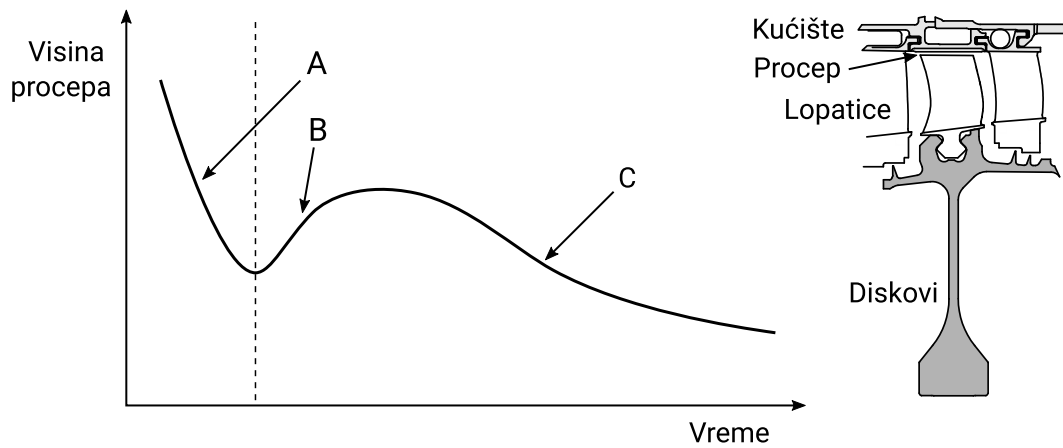
$$Nu = C \cdot Re_{fl}^m \cdot Pr_{fl}^n \cdot Gr_{fl}^p \cdot \left( \frac{Pr_{fl}}{Pr_m} \right)^{0.25}, \quad (2.20)$$

u kome figuriše koeficijent  $C$  i eksponenti  $m$ ,  $n$  i  $p$  koji zavise od režima strujanja. Bezdimenzijski brojevi se određuju na osnovu definicija Rejnoldsovog  $Re$ , Prandtlvog  $Pr$  i Grašofovog  $Gr$  broja:

$$Re = \frac{\rho w L}{\mu}, \quad Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda}, \quad Gr = \frac{\beta g L^3 (T_m - T_{fl})}{\nu^2}, \quad (2.21)$$

gde je  $\rho$  gustina,  $v$  brzina fluida,  $\mu$  dinamička viskoznost,  $c_p$  specifični toplotni kapacitet fluida,  $\beta$  temperaturni koeficijent zapreminskog širenja fluida,  $g$  ubrzanje Zemljine teže i  $\nu$  kinematska viskoznost fluida.

Fluks  $\dot{Q}$  se može odrediti i na osnovu apsorbirane toplote unutar metalne konstrukcije kom-



Sl. 2.3: Promena visine procepa tokom i nakon naglog ubrzanja

ponente ukupne mase  $M_m$ , specifičnog toplotnog kapaciteta  $c_m$

$$\dot{Q} = M_m c_m \frac{dT_m}{dt}, \quad (2.22)$$

pri čemu je  $T_m$  reprezentativna temperatura.

Kombinovanjem jednačina (2.18) i (2.22) dobija se diferencijalna jednačina temperature materijala:

$$\frac{dT_m}{dt} = \frac{h A}{M_m c_m} (T_{fl} - T_m). \quad (2.23)$$

### 2.2.3 Ostali fenomeni

#### Promena veličine zazora

Promena opterećenja i temperaturnog polja elemenata rotorskog i statorskog dela turbine i kompresora izaziva promenu visine zazora, odnosno procepa, kod vrhova slobodnostojećih lopatica, lopatičnih bandaža i zaptivki protočnog dela. Prilikom ubrzanja rotora, usled centrifugalne sile, izdužuju se lopaticice i diskovi što smanjuje zazor [48]. Na slici 2.3 ovaj period je označen slovom A i od ostatka je odvojen isprekidanom linijom. Sa druge strane, kućište ima manju masu u odnosu na rotor, brže se zagreva i širi što dovodi do povećanja procepa (period B). Nakon progrevanja rotora, ustaljuje se na određenu vrednost (period C). Smanjenje procepa dovodi do spuštanja granice pumpanja ali i do promene radne tačke pri istom broju obrtaja.

#### Kašnjenje sagorevanja u grejnoj komori

Procesi ubrizgavanja, sagorevanja goriva i oslobađanja odgovarajuće količine toplote odvijaju se u vremenskom intervalu, koji u proseku traje 1-2 ms. Pošto su vremena otvaranja/zatvaranja ventila u sistemu dovoda goriva višestruko duža od trajanja prethodno navedenih procesa, pri proračunima se ovo kašnjenje može zanemariti.

#### Kašnjenje odziva upravljačkog sistema

Izvršni organi u sistemu upravljanja imaju konačnu brzinu promene svog položaja, dok i sam regulator i prateći merni sistem poseduju izvesnu inertnost. Ovo se, na primer, odnosi na inertnost sonde termopara koja meri temperaturu gasa na izlazu iz turbine. Proces se modelira uvođenjem kašnjenja odziva upravljačkog sistema u odnosu na uzročnik poremećaja regulisane

veliĉine, kao i ograniĉavanjem maksimalne brzine kojom se promena poloŹaja izvršnog organa moŹe obavljati. Stoga se u matematiĉkom modelu, kod regulacije dovedene koliĉine goriva, uvodi vremensko kašnjenje, dok se kod upravljanja poloŹajem zakretnih lopatica statora uz kašnjenje uvodi i gornja graniĉna vrednost brzine zakretanja.

## 2.2.4 Inertnost obrtnih masa

Uticaj inertnosti svih obrtnih delova na tok prelazne pojave zavisi, pre svega, od konfiguracije turboagregata. To se odnosi na broj nezavisnih rotora turbine i kompresora i njihovu vezu sa rotorom radne mašine. Ona moŹe biti direktna ili posredstvom mehaniĉkog reduktora broja obrtaja. Promena brzine rotora  $n$  u toku vremena  $t$  zavisi od ekvivalentnog momenta inercije  $J$  koji obuhvata sve obrtne mase i trenutnog bilansa snage  $\Delta P$  koju proizvode ili troše različite komponente turboagregata sa pratećim mehaniĉkim gubicima

$$\frac{dn}{dt} = \frac{\Delta P}{n \cdot J} \left( \frac{60}{2\pi} \right)^2 . \quad (2.24)$$

Kod agregata za proizvodnju elektriĉne energije, koji je sinhronizovan na velikoj elektroenergetskoj mreŹi, broj obrtaja, međutim, zavisi od ukupnog bilansa snage na mreŹi pa se promena broja obrtaja agregata ne moŹe izuĉavati odvojeno od promene frekvencije celog sistema.

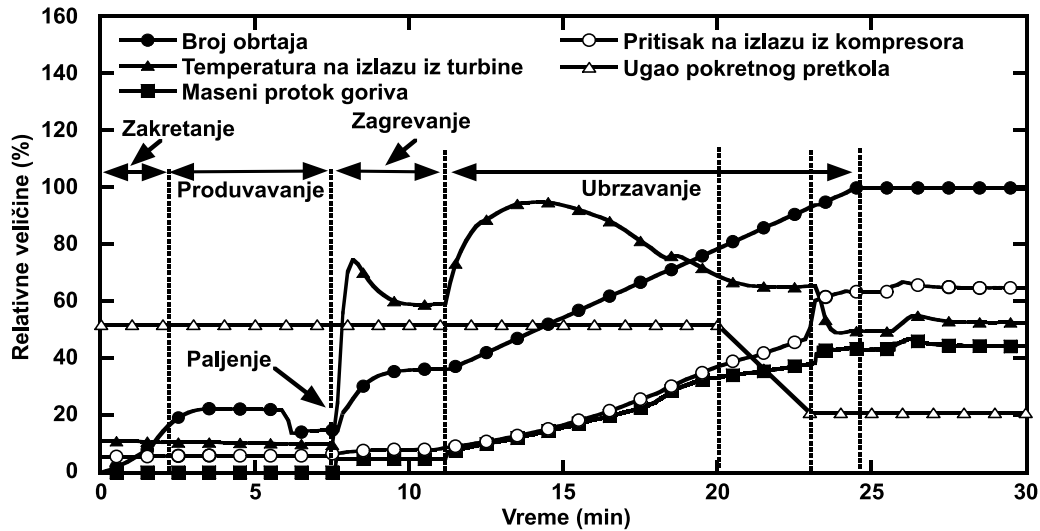
## 2.3 Karakteristiĉni prelazni radni reŹimi

### 2.3.1 Startovanje

Procedura startovanja, odnosno pokretanja, obuhvata nekoliko faza koje su karakteristiĉne za većinu gasnih turbina. Primer promene parametara tokom startovanja jedne gasne turbine je prikazan na slici 2.4. Vreme potrebno za izvršenje svake faze zavisi od perioda zastoja. Prema tome, mašina moŹe biti u hladnom stanju (više od 48 h van pogona) ili u toplom stanju (manje od 8 h). Za pokretanje gasne turbine je neophodna upotreba startera, obiĉno elektromotora sa frekventnom regulacijom broja obrtaja. Kao startni uređaj se moŹe koristiti i dizel agregat, pumpa i hidrauliĉki motor. Njegova uloga je zapoĉinjanje rotacije i njeno inicijalno odrŹavanje. Pre paljenja, odvija se faza zakretanja (cranking) gde broj obrtaja raste, i faza provetravanja (purging) kako bi se izbacile zaostale pare goriva iz grejne komore. Faza provetravanja traje od 1 do 10 minuta u zavisnosti od veliĉine sistema. Gorivo se pali nakon smanjenja brzine, obiĉno 10%-15% od nominalne vrednosti.

Kada se proces sagorevanja stabilizuje, turbina ubrzava sa pribliŹno konstantnim gradijentom. Ubrzavanje se postiŹe povećavanjem protoka goriva uz asistenciju startera. Ukoliko bi se starter iskljuĉio, mašina ne bi mogla da nastavi sa ubrzavanjem bez obzira na povećanje koliĉine goriva. Zbog niskog stepena kompresije i niskog stepena korisnosti komponenata, dobijena snaga turbine je manja od snage kompresora. Povećanje protoka goriva bi dovelo samo do prekomernog povišenja temperature i oštećenja turbine. Starter je povezan sa rotorom sve dok se ne postigne nulta ukupna snaga, tj. prazan hod. Nakon ove taĉke, dalji tok ubrzavanja zavisi od perioda potrebnog za zagrevanje mašine na određenom broju obrtaja. Sinhronizacija sa elektriĉnom mreŹom se dešava kada se postigne nominalni broj obrtaja, nakon ĉega se povećava opterećenje do zahtevane vrednosti.





Sl. 2.4: Promena parametara tokom startovanja [38]

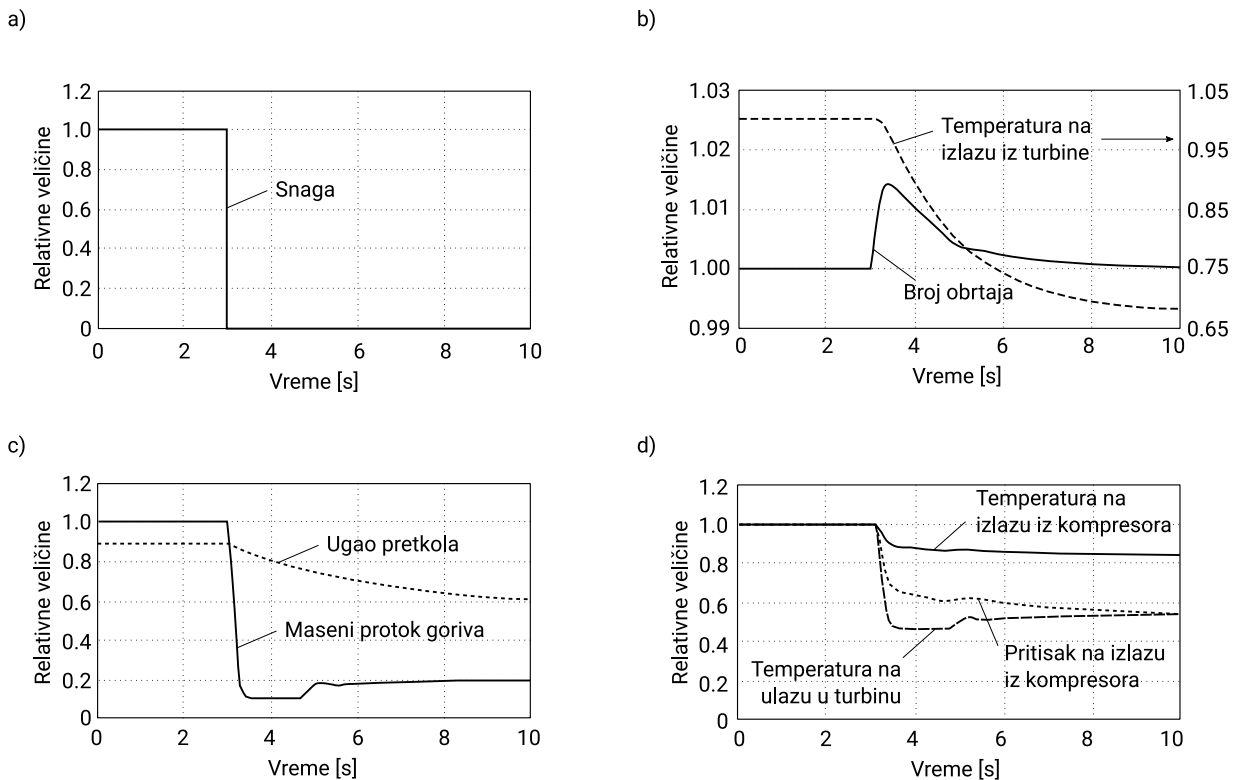
Kompresor je opremljen regulacionim ventilima za ispuštanje vazduha u okolinu. Oni se nalaze na izlazu ali i na mestima oduzimanja. Na ovaj način se kompresor rasterećuje sniženjem stepena kompresije. Razlog ispuštanja vazduha je izbegavanje granice pumpanja pri nižim brojevima obrtaja. Raspored otvaranja i zatvaranja ventila zavisi od mašine do mašine, ali zatvaranje obično počinje iznad 50% od projektovane vrednosti broja obrtaja. Na nominalnom broju obrtaja, ovi ventili su zatvoreni i postoji samo oduzimanje vazduha za hlađenje turbine.

Rad kompresora se može regulisati i promenom položaja lopatica pretkola (IGV - inlet guide vane) i nekoliko prvih zakola. Za ovaj način regulisanja potrebna je posebna konstrukcija kompresora koju čini mehanizam sa prstenom i viljuškama koje obezbeđuju da se sve lopatice jednog kola zakreću za isti ugao. Ovaj mehanizam se postavlja i na lopatice prvih nekoliko statora (od 1 do 4) i njihov ugao rotacije je direktno vezan za zakretanje pretkola. Smanjenjem ugla postavljanja, menja se geometrija kompresora što za posledicu ima smanjenje masenog protoka na ulazu pri maloj promeni stepena korisnosti. Kod gasnih turbina za proizvodnju mehaničkog rada, raspored promene geometrije je funkcija broja obrtaja, dok je kod energetskih gasnih turbina funkcija opterećenja [33].

Kompletna procedura startovanja je definisana u odgovarajućem modulu sistema regulisanja i sprovodi se na osnovu merenja temperature, pritiska, broja obrtaja, snage, vibracija, itd. Neki regulatori mogu da vode različite sekvence startovanja, na primer, normalan i brzi start.

### 2.3.2 Nagla promena opterećenja

Nagla promena opterećenja menja i broj obrtaja. Promene parametara prilikom naglog smanjenja opterećenja su prikazane na slici 2.5. Sistem regulisanja mora reagovati na način da radnu frekvenciju održi unutar dozvoljenih granica. To se ostvaruje promenom masenog protoka goriva. Ovo je posebno važno kod ostrvskih ili malih izolovanih elektroenergetskih sistema gde je odnos između promene snage i ukupnog kapaciteta sistema veliki [31]. Kod velikih sistema, takav poremećaj može biti izazvan naglom promenom u proizvodnji električne energije usled ispada drugih jedinica, a u poslednje vreme zbog većeg udela obnovljivih izvora energije promenljive snage.



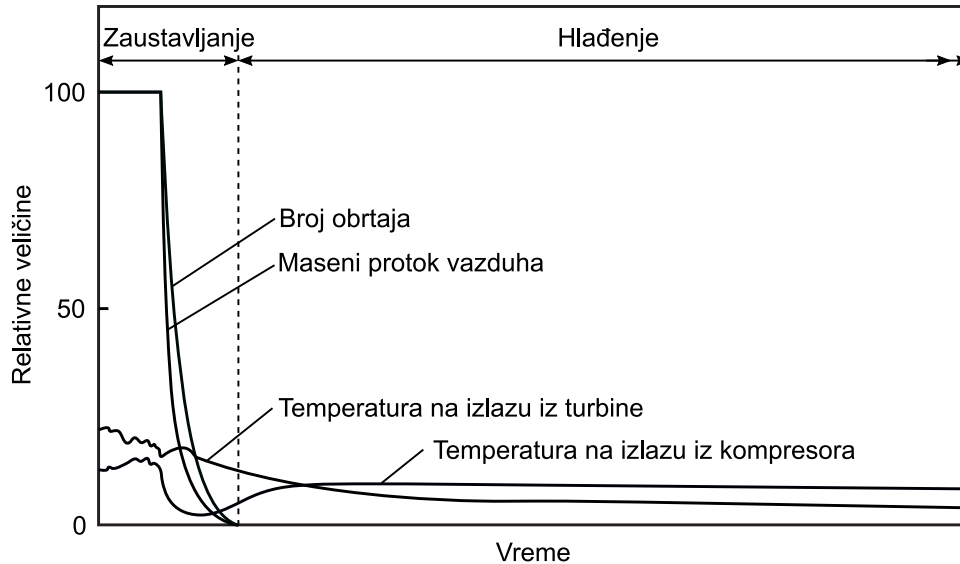
**Sl. 2.5:** Promena parametara tokom gubitka opterećenja [16]: a) snaga generatora bruto, b) broj obrtaja i temperatura na izlazu iz turbine, c) maseni protok goriva i ugao pretkola, d) temperatura i pritisak na izlazu iz kompresora, temperatura na ulazu u turbinu

Drugi problem je nagla promena zadatog opterećenja kod postrojenja koje rade unutar velikih elektroenergetskih sistema. U ovom slučaju, broj obrtaja nije glavni problem; međutim, zahtevano je da se nova vrednost snage i stacionarno stanje postigne što pre. Jedan od važnijih radnih parametara je temperatura gasova na izlazu iz turbine, koja se dodatno reguliše promenom položaja podesivih statorskih kola kompresora (slika 2.5-b). Održavanje zadate vrednosti je važno u pogledu očuvanja visokog stepena korisnosti ciklusa, iskorišćenja energije izduvnih gasova i niske emisije NOx usled nepromenjenog odnosa goriva i vazduha [58].

### 2.3.3 Zaustavljanje

Procedura zaustavljanja se može podeliti u tri faze. Prva faza predstavlja smanjenje opterećenja redukovanjem protoka goriva. U drugoj fazi dolazi do zatvaranja ventila za dovod goriva i posledičnog usporenja rotora, kao što je prikazano na slici 2.6. Njeno trajanje zavisi od početnog broja obrtaja i inercije obrtnih masa, i završava se zaustavljanjem rotora. Treća faza je hlađenje mašine do ambijentalne temperature. Potreban period hlađenja zavisi od dimenzija mašine i može trajati od nekoliko sati do nekoliko dana. Taj period se skraćuje povremenim radom startera čime se povećava protok vazduha kroz komponente [70].

Jedan deo energije radnog fluida se prenosi na konstrukciju mašine tokom startovanja, čime se povećava njena temperatura. Ovaj proces se naziva apsorbcijom toplote (heat soaking). U normalnom radu, kućište i rotor postiču ustaljenu temperaturu koja zavisi od materijala i izloženosti glavnoj struji. Međutim, temperatura gasa se snižava prilikom zaustavljanja zbog naglog smanjenja protoka goriva. Kako se smanjuje i maseni protok vazduha zbog sniženja broja obrtaja, vazduh se zagreva od okolnog materijala koji je na visokoj temperaturi. Čak i



Sl. 2.6: Promena parametara tokom zaustavljanja (modifikovano iz [59])

kada rotor miruje, mali protok vazduha struji kroz mašinu usled efekta promaje (draft stack effect) [59]. Kako se kućište hladi sa spoljne strane, njegova temperatura opada i ono posredno hladi vazduh koji se nalazi unutar mašine.

## 2.4 Radna ograničenja

Radno područje gasne turbine je ograničeno specifičnim pojavama koje mogu izazvati probleme u radu. Najčešće pojave su rad u blizini granice pumpanja, izloženost visokim temperaturama elemenata turbine i kontakt između pokretnih i nepokretnih delova. Iako se one mogu javiti i pri stacionarnom radu, uglavnom do problema dolazi pri prelaznim procesima.

### 2.4.1 Granica pumpanja

Rad kompresora je, sa jedne strane, ograničen granicom pumpanja. U ovom nestacionarnom režimu javlja se povratno strujanje i velike promene pritiska, koje izazivaju povećane vibracije što za posledicu može imati oštećenje agregata. Granici pumpanja prethodi fenomen koji se naziva rotirajuće otcepljenje (rotating stall). Do ove pojave dolazi zbog otcepljenja graničnog sloja na usisnoj strani lopatice, izazivajući pulsacije i naglo povećanje gubitaka.

Do nestabilnog rada kompresora, tokom prelaznih režima rada, može doći pri naglom povećanju protoka goriva, što izaziva skok temperature produkata sagorevanja na ulazu u turbinu. Pošto turbina ne može da propusti taj zapreminski protok, pritisak na izlazu iz kompresora mora da poraste. Povećanje stepena kompresije pomera radnu tačku ka granici pumpanja. Udaljenost radne tačke od granice pumpanja se definiše pomoću parametra koji se naziva granicom stabilnosti (stability margin)  $K_{st}$  i ona se određuje na sledeći način:

$$K_{st} = \left( \frac{\pi_{st}}{\pi} \frac{\dot{M}}{\dot{M}_{st}} - 1 \right) \cdot 100\% , \quad (2.25)$$

gde indeks *st* označava vrednosti na granici pumpanja. Minimalna vrednost  $K_{st}$  se propisuje na osnovu iskustva proizvođača i sprovedenih dinamičkih simulacija, i unosi se u sistem zaštite.

U slučaju dostizanja ove vrednosti smanjuje se dovod goriva i otvaraju ventili za ispuštanje vazduha u atmosferu.

### **2.4.2 Visoka temperatura na ulazu u turbinu**

Kako savremene turbine rade sa izuzetno visokim temperaturama gasova (do 1900 K) neophodno je hlađenje elemenata protočnog dela da bi se sprečilo pregrevanje i pojave naprslina. Pri naglom povećanju protoka goriva, temperatura gasa će preći dozvoljenu vrednost. Pošto je se ta vrednost dostigne samo na momenat, neće doći do oštećenja. Međutim, ukoliko se takve pojave ciklično javljaju doći će do smanjenja radnog veka lopatičnog aparata.

Najčešća oštećenja se dešavaju kod prvog pretkola i to na izlaznoj ivici lopatice. Ovo mesto je problematično jer se, zbog male debljine aeroprofila, ne može ostvariti adekvatno hlađenje. Oštećenjem izlazne ivice povećava se propusna moć turbine i snižava stepen korisnosti.

### **2.4.3 Kontakt između pokretnih i nepokretnih delova**

Radi postizanja visokog stepena korisnosti kompresora i turbine teži se smanjenju radijalnih procepa. Međutim, mora se voditi računa da se ne ostvari kontakt između lopatica i kućišta ni u jednom radnom režimu. Kritična situacija je startovanje iz toplog stanja. Razlog tome je brže hlađenje kućišta u odnosu na rotor u mirovanju i smanjenju zazora. Tokom ubrzavanja, diskovi sa lopaticama se izdužuju i smanjuju se zazori. Do kontakta može doći i u stacionarnom radu kada postoje povećane vibracije rotora. U zavisnosti od pojave dešava se zadiranje i oštećenje vrhova lopatica. Ovo za posledicu ima povećanje zazora pri normalnom radu i smanjenje stepena korisnosti. U najgorem slučaju dolazi do tzv. zaribavanja mašine.

# Glava 3

## Pristupi u modeliranju

Alati za proračun i simulaciju rada su oduvek bili značajan deo projektovanja i razvoja gasnih turbina. Njihovom primenom se postiže ušteda vremena i ekonomičnost u odnosu na eksperimentalna testiranja, dok su glavni zahtevi fleksibilnost i pouzdanost. Danas, ovi alati predstavljaju standard za projektovanje, optimizaciju, proizvodnju ali i otkrivanje uzroka oštećenja i havarija.

Model gasne turbine predstavlja matematički opis ponašanja mašine, izraženo nizom jednačina. Predviđanje ponašanja se svodi na rešavanje postavljenog sistema jednačina za date početne i granične uslove. Modeli mogu biti primenljivi "na papiru" u fazi projektovanja ili "realni" za praćenje rada postojećih gasnih turbina u eksploataciji [49]. U ovom pregledu težište je stavljeno na metode za predviđanje ponašanja cele mašine, a ne pojedinih komponenti.

### 3.1 Klasifikacija modela

Najsloženiji i najdetaljniji su trodimenzijski (3D) modeli. Zbog potrebe za velikim računarskim resursima u iterativnim procedurama proračuna, njihova primena je uglavnom ograničena na pojedinačne simulacije rada komponenti postrojenja. Za ovakav proračun je potrebna kompletna geometrija komponente što često nije dostupno, posebno u fazi razvoja. Ovi modeli nisu fleksibilni jer svaka promena zahteva novi proračun koji može trajati dugo vremena. Na primer, u radu [46] je sprovedena nestacionarna simulacija rada kompresora pri ulasku u granicu pumpanja i po jednom obrtaju rotora potrebno računsko vreme iznosi oko 1 dan, a ukupno je izvršeno 35 rotacija.

U slučaju dvodimenzijskog (2D) proračuna razvijeni su alati za proračun cele mašine pri stacionarnim uslovima u širokom radnom opsegu [57, 77]. Ipak, razvoj ovakvog alata za tranzijentne proračune nije adekvatan zbog znatnog usložnjavanja modela i predugačkog vremena izvršenja.

Kod jednodimenzijskog (1D) dinamičkog modela kompresora i turbine proračun se sprovodi na srednjem prečniku i nestacionarno ponašanje se uvodi tako što se postavlja plenum između svakog kola u kome se modelira akumulacija mase i energije kao i apsorbcija toplote [66, 67]. U zavisnosti od složenosti reprezentacije, grejna komora i razmenjivači toplote se mogu podeliti u više sekcija u kojima se modeliraju tranzijentni fenomeni. Prednost ovih modela je poznavanje promena parametara unutar komponenata, dok je nedostatak i dalje dugo vreme proračuna zbog rešavanja većeg broja diferencijalnih jednačina za opisivanje dinamičkog ponašanja. Takođe, rad

u području nižeg broja obrtaja, tokom startovanja i zaustavljanja, nije moguće predvideti usled ograničenosti opsega modela za određivanje gubitaka.

Za predviđanje tranzijentnog ponašanja cele gasne turbine mogu se primeniti i tzv. nultodimenzijski (0D) dinamički modeli [16, 38, 39, 40, 42, 53]. Ovde se ne radi proračun pojedinačnih komponenti već se koriste njihove radne karakteristike. Kao rezultat proračuna se dobijaju osrednjene veličine na pojedinim mestima glavnog toka između komponenti i glavni radni parametri. Ovakav pristup omogućuje znatno smanjenje vremena proračuna i primenljiv je za simulacije u realnom vremenu radi poređenja sa mašinom u pogonu.

Iako gasna turbina predstavlja nelinearan sistem, najjednostavniji dinamički modeli su kreirani pod pretpostavkom mogućnosti linearne aproksimacije [25]. Linearizacija daje prihvatljive rezultate samo za mala odstupanja od stacionarnih uslova. Pošto su ulazne i izlazne veličine u direktnoj zavisnosti, ne postoje informacije o promenama drugih parametara kao što su protok vazduha, pritisci i temperature na važnim mestima.

Svi prethodno navedeni pristupi pripadaju klasi modela "bele kutije" ("white box") u kojima se modelira fizički proces koristeći osnovne zakone fizike. Nasuprot njima postoje i modeli "crne kutije" ("black box") čiji je razvoj započeo 2000. godine i koji su zasnovani na različitim tipovima veštačkih neuronskih mreža (artificial neural networks) [5, 72]. Neuronske mreže se treniraju na osnovu eksperimentalnih vrednosti različitih parametara na celom radnom opsegu sistema. Primenljivi su kada ne postoji kompletna specifikacija mašine u pogledu geometrije, radnih parametara, sistema rashladnog vazduha, itd.

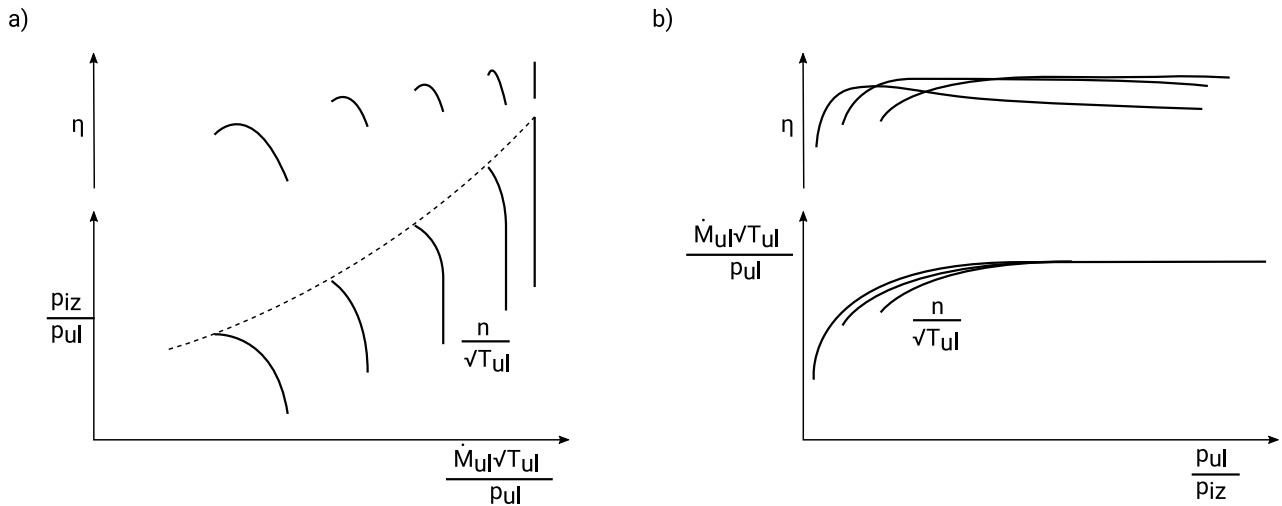
Na osnovu prednosti i nedostataka prethodno iznesenih modela različite kompleksnosti i poznatog cilja istraživanja, odlučeno je da se dalje nastavi proučavanje nultodimenzijskih modela. Za razvoj pouzdanog modela "crne kutije" potrebna je ogromna baza eksperimentalnih podataka koje je teško obezbediti od proizvođača ili korisnika. U odnosu na 1D, 2D i 3D modele, nultodimenzijski modeli su numerički stabilniji i imaju mnogo kraće vreme izvršenja. Sa druge strane, u poređenju sa linearnim modelima daju znatno više informacija i mogu se primeniti u celokupnom radnom području.

## 3.2 Nultodimenzijski modeli

Razvoju nelinearnih dinamičkih modela prethodili su stacionarni modeli zasnovani na uklapanju komponenti (component matching). Pošto nestacionarni modeli predstavljaju modifikaciju stacionarnih, prvo će biti objašnjena njihova procedura proračuna.

### 3.2.1 Stacionarni modeli

Pri pojedinačnom proračunu kompresora i turbine dobija se široko područje rada i ono se prikazuje radnim karakteristikama koje se često nazivaju i mapama. One predstavljaju vezu između najvažnijih parametara: broja obrtaja  $n$ , odnosa pritisaka  $\pi$ , masenog protoka  $\dot{M}$  i stepena korisnosti  $\eta$ . Promenom ulaznog pritiska  $p$  i temperature  $T$  menja se i karakteristika. Ovaj uticaj se može eliminisati pomoću veličina koje se dobijaju iz dimenzijske analize. To su bezdimenzijski maseni protok  $\dot{M}\sqrt{RT}/(D^2p)$  i bezdimenzijski broj obrtaja  $nD/(\sqrt{RT})$ . Pošto je mašina fiksog prečnika na vrhu  $D$  i radi sa fluidom nepromenjive gasne konstante  $R$ , prethodne



Sl. 3.1: Radna karakteristika: a) kompresora i b) turbine [64]

veliĉine se mogu pojednostaviti ĉime se dobijaju redukovani broj obrtaja  $n/\sqrt{T}$  i redukovani maseni protok  $\dot{M}\sqrt{T}/p$ . Primeri mapa kompresora i turbine su dati na slici 3.1. U praksi se ĉesto redukovane vrednosti dodatno koriguju svodjenjem na ISO referentne uslove ( $p_{\text{ISO}} = 101325 \text{ Pa}$ ,  $T_{\text{ISO}} = 288.15 \text{ K}$ ) preko faktora:

$$\delta = p/p_{\text{ISO}} , \quad \theta = T/T_{\text{ISO}} . \quad (3.1)$$

Time se dobijaju korigovani maseni protok i korigovani broj obrtaja, redom:

$$\dot{M}_{\text{kor}} = \dot{M}\sqrt{\theta}/\delta , \quad (3.2)$$

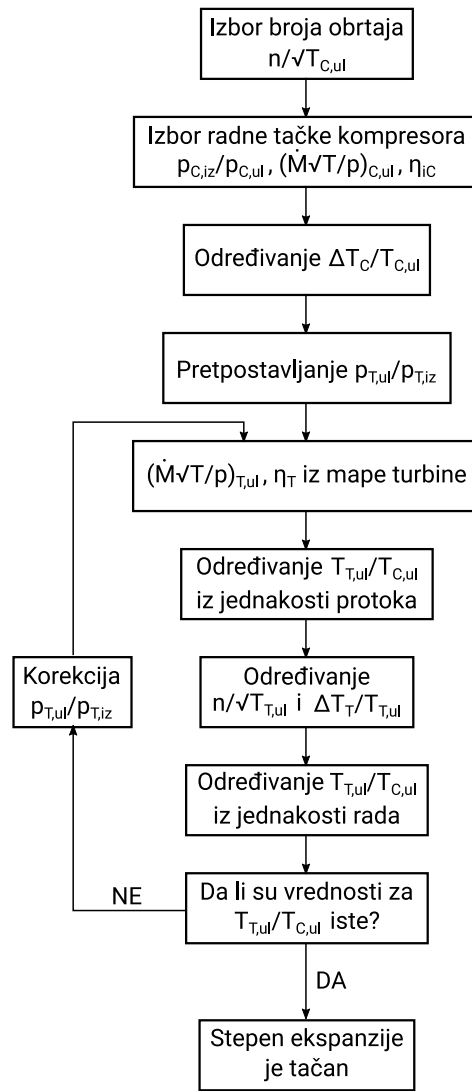
$$n_{\text{kor}} = n/\sqrt{\theta} . \quad (3.3)$$

Kada se komponente povežu u jednu celinu, njihovo radno podruĉje se smanjuje. Štaviše, za svaki broj obrtaja postoji samo jedna radna taĉka gde je ostvareno poklapanje karakteristika kompresora i turbine. Ako se ove taĉke povežu dobije se radna linija.

Na slici 3.2 prikazana je procedura proraĉuna parcijalnih radnih reŹima jednovratilne gasne turbine. Princip stacionarnog modela ogleda se u ĉinjenici da za definisane radne uslove, postoji jedinstveni set radnih taĉaka svake komponente. Usklaĉenost parametara stacionarnog modela odnosi se na slaganje masenog protoka i slaganje specifiĉnog rada izmeĉu odgovarajućih komponenti gasne turbine, a postiŹe se sukcesivnim pretpostavljanjem vrednosti više parametra (matching guesses), na osnovu kojih se odreĉuje jednak broj drugih parametara ĉija je vrednost ograniĉena (matching constraints), pri ĉemu se pretpostavljanje vrednosti parametara ponavlja sve dok se ne postigne Źeljena taĉnost iterativnog postupka.

Prvo se bira radna taĉka kompresora i odreĉuje izlazna temperatura  $T_{C,iz}$ . Zatim se pretpostavi stepen ekspanzije turbine  $p_{T,ul}/p_{T,iz}$  i odredi radna taĉka turbine. Izraĉuna se odnos temperatura  $T_{T,ul}/T_{C,ul}$  iz jednakosti protoka. Sledeći korak je odreĉivanje promene temperature u turbini i rada turbine. Zatim se izraĉuna i odnos temperatura  $T_{T,ul}/T_{C,ul}$  iz jednakosti rada i na kraju se proveriti da li su odnosi isti. Ukoliko nisu, bira se nova vrednost stepena ekspanzije. U suprotnom, procedura se završava.

Ograniĉenje u kompleksnosti ovog modela, koje je posebno izraŹeno prilikom njegove modifikacije i primene u proraĉunu tranzijentnih reŹima, predstavlja potreba za iterativnim postupkom



Sl. 3.2: Procedura određivanja parcijalnih radnih režima jednovratilnih gasnih turbina [64]

rešavanja sistema nelinearnih jednačina. Kako bi se povećavala brzina proračuna potrebno je primeniti odgovarajuće numeričke metode za rešavanje sistema jednačina. Uglavnom se koristi Njutn-Rafsonov (Newton-Raphson) postupak [42].

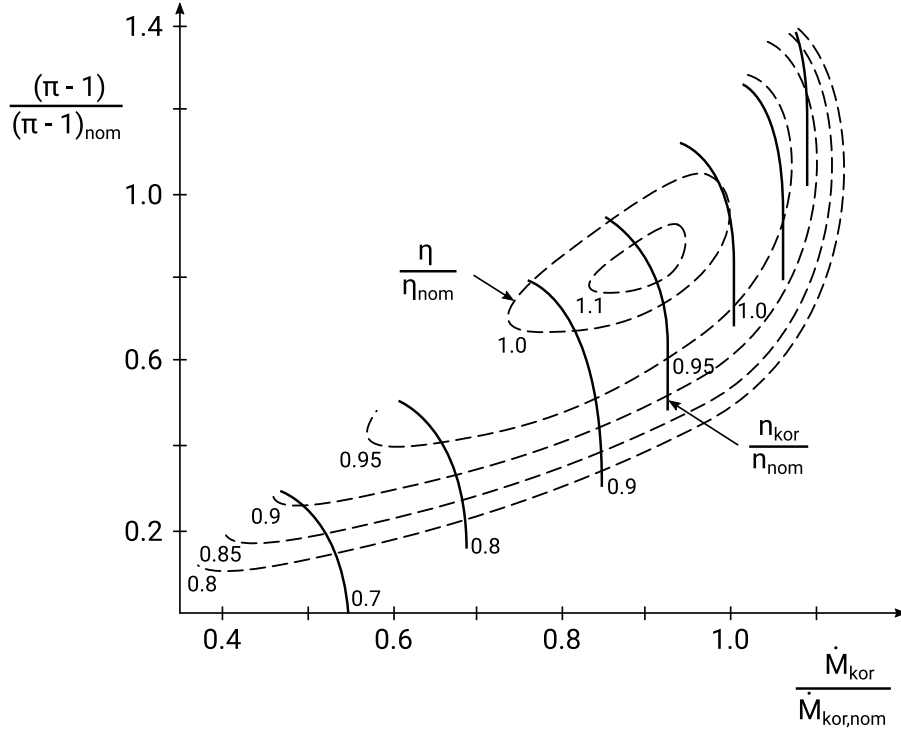
Jedna od prepreka u primeni nultodimenzijskih modela je nedostatak radnih karakteristika. One se mogu odrediti eksperimentalno ali tek nakon što se izradi prototip mašine. Drugi način njihovog dobijanja je koristeći sofisticirane alate za aerodinamički proračun. I treći način je upotreba dostupne, eksperimentalne mape.

Saravanamuto (Saravanamuttoo) i MekIsak (MacIsaac) [65] su analizirali više mapa kompresora i kreirali jednu univerzalnu mapu koja se može skalirati prema nominalnoj radnoj tački. Generalizovana mapa kompresora je prikazana na slici 3.3. Pri prikazivanju različitih mapa turbine u relativnom obliku ostvaruje se dobro poklapanje. U slučaju da ne postoji raspoloživa mapa turbine, radna karakteristika se može aproksimirati teoretskim relacijama strujanja za mlaznik.

U slučaju korišćenja postojeće mape sa nominalnom radnom tačkom koja se razlikuje od izračunate, moguće je postojeću mapu skalirati u novu koristeći relacije iz [68]:

$$\pi = \frac{\pi_{\text{nom}} - 1}{\pi_{\text{nom, mapa}} - 1} (\pi_{\text{mapa}} - 1) + 1 = K_{\pi} (\pi_{\text{mapa}} - 1) + 1, \quad (3.4)$$





Sl. 3.3: Generalizovana mapa kompresora [65]

$$\dot{M} = \frac{\dot{M}_{\text{nom}}}{\dot{M}_{\text{nom, mapa}}} \dot{M}_{\text{mapa}} = K_m \cdot \dot{M}_{\text{mapa}} , \quad (3.5)$$

$$\eta = \frac{\eta_{\text{nom}}}{\eta_{\text{nom, mapa}}} \eta_{\text{mapa}} = K_\eta \cdot \eta_{\text{mapa}} . \quad (3.6)$$

Prema [41], skalirane mape daju validne podatke kada su faktori  $K_\pi$ ,  $K_m$  i  $K_\eta$  u opsegu od 0.795 do 1.2.

Kod kompresora sa promenljivom geometrijom, uticaj promene položaja lopatica na karakteristike se može odrediti kao:

$$\pi = \left( 1 + \frac{K_\pi \cdot \Delta\gamma}{100} \right) (\pi_{\text{mapa}} - 1) + 1 , \quad (3.7)$$

$$\dot{M} = \left( 1 + \frac{K_m \cdot \Delta\gamma}{100} \right) \dot{M}_{\text{mapa}} , \quad (3.8)$$

$$\eta = \left( 1 - \frac{K_\eta \cdot \Delta\gamma^2}{100} \right) \eta_{\text{mapa}} . \quad (3.9)$$

gde je  $\Delta\gamma$  promena ugla podesivog pretkola u odnosu na nominalni položaj a  $K_\pi$ ,  $K_m$  i  $K_\eta$  korekcionni faktora stepena kompresije, masenog protoka i stepena korisnosti, respektivno. Prema [30] inicijalne vrednosti koeficijenata su  $K_\pi = 1$ ,  $K_m = 1$  i  $K_\eta = 0.01$ .

### 3.2.2 Dinamički modeli

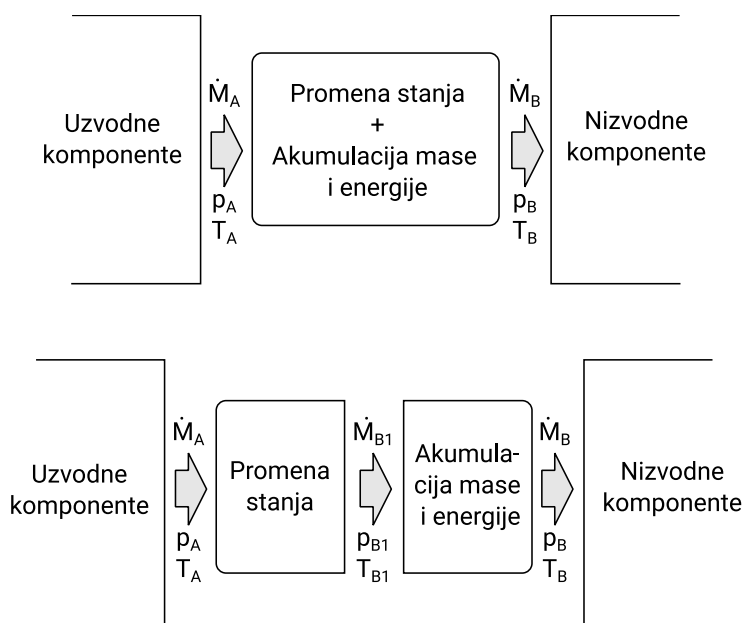
Prelazni režimi rada gasne turbine se odnose na radne opsege ispod i iznad režima praznog hoda. Prazan hod (idle point) se obično definiše kao prva radna tačka u kojoj turbina proizvodi

dovoljnu snagu za savlađivanje mehaničkih gubitaka i pogon kompresora, ali ne i slobodan rad. Tu tačku karakteriše određeni broj obrtaja rotora. Režim uspostavljanja praznog hoda predstavlja startovanje. Za režime iznad praznog hoda je moguće uraditi stacionarni proračun jer postoji poklapanje komponenata, dok ispod nje ne postoji tačka poklapanja, što dovodi do divergencije. S obzirom na različite pristupe određivanju radnih karakteristika komponenata gasne turbine u radnom opsegu ispod i iznad praznog hoda, u daljem tekstu biće odvojeno prezentovane uobičajene metode za proračune tranzijentnih režima.

### 3.2.2.1 Modeliranje prelaznih režima iznad praznog hoda

Prvi model za predviđanje dinamičkog ponašanja turboblaznih motora je razvijen tokom ranih 50-ih godina prošlog veka u okviru NACA Luis Laboratorije (NACA Lewis Laboratory) [37, 51]. Simulacije su izvršavane na analognim računarima i predviđale su promenu broja obrtaja i temperature na izlazu pri naglim promenama protoka goriva. Nedostatak ovog modela je pretpostavka o linearnosti sistema što u realnosti nije ispunjeno.

Razmatranje dinamike gasnih turbina kao nelinearnog sistema prvi je primenio Dugan (Dugan) [24], kroz istraživanje i poređenje ubrzavanja i usporavanja dva dvovratilna turboblazna motora pri promeni protoka goriva. Razvijeni model se zasnivao na određivanju ubrzanja na osnovu rezultujućeg obrtnog momenta, koji je posledica razlike ostvarenog rada turbine i potrebnog rada za pogon kompresora, pri čemu su radne tačke na mapama radnih karakteristika komponenti određivane prema pristupu konstantnog masenog protoka (CMF - constant mass flow). CMF pristup se zasniva na pretpostavci da je maseni protok na izlazu komponente uvek jednak masenom protoku na njenom ulazu tokom svih režima rada. Primena ove pretpostavke ima smisla samo kod gasnih turbina sa manjim zapreminama komponenti i jednostavnom konfiguracijom, gde uticaj dinamike zapremina tih komponenti nije u velikoj meri izražen. Favke (Fawke) i Saravanamuto (Saravanamutto) [25] definišu ovaj metod kao iterativni i upoređuju ga sa metodom zapremina međukomponentata (ICV - intercomponent volume). ICV pristup uzima u obzir nestacionarnost masenog protoka kroz virtuelni postupak razdvajanja komponente mašine na dva segmenta, kao što je prikazano na slici 3.4. U prvom segmentu sprovodi



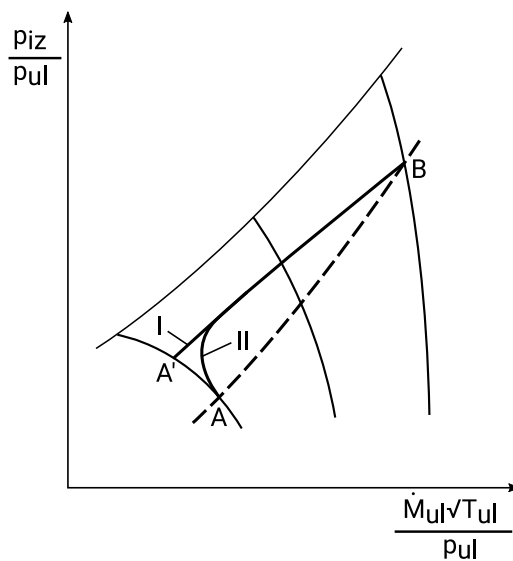
Sl. 3.4: Određivanje uticaja nestacionarnosti masenog protoka ICV metodom [35]

se proračun komponente, uz pretpostavku stacionarnosti protoka ( $\dot{M}_A = \dot{M}_{B1}$ ), dok se pomoću drugog segmenta ( $\dot{M}_{B1} \neq \dot{M}_B$ ), određuje uticaj akumulacije masenog protoka na promenu stanja radnog fluida u razmatranoj komponenti. Navedene promene stanja radnog fluida, za poznatu ili procenjenu vrednost zapremine komponente, nalaze se primenom zakona gasova.

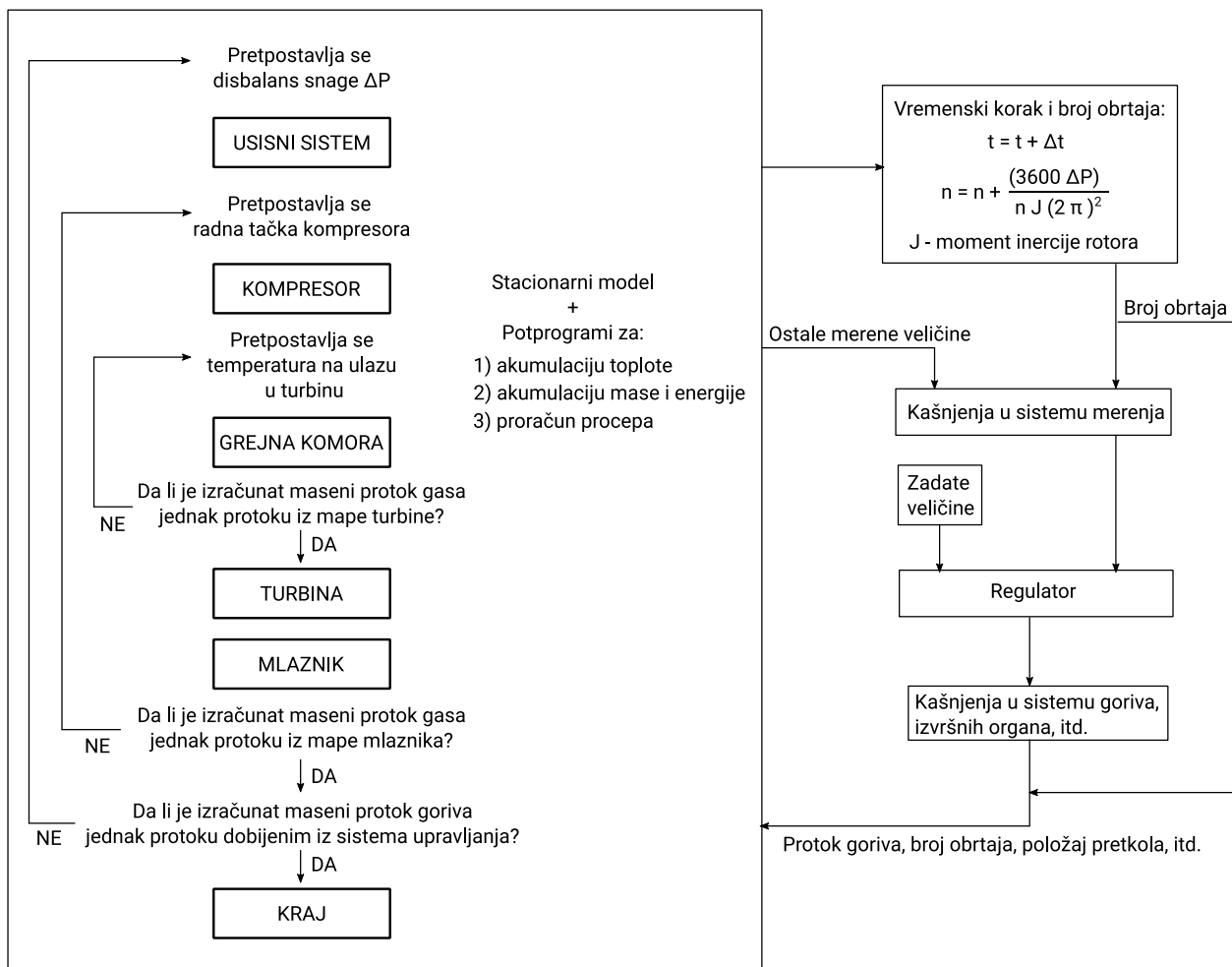
Promena protoka goriva, tokom stacionarnog rada gasne turbine, dovešće do promene radnih parametara, koja je sa stanovišta CMF pristupa trenutna i takva da je uslov jednakosti masenih protoka komponenti zadovoljen. Kako je potreban konačan vremenski period  $\Delta t$  da se promeni broj obrtaja, novi radni parametri se određuju za nepromenjenu vrednost broja obrtaja. Na osnovu rezultujućeg obrtnog momenta, koji je posledica razlike ostvarenog i potrebnog mehaničkog rada, i poznatog momenta inercije vratila, moguće je odrediti novu vrednost broja obrtaja u trenutku  $t + \Delta t$ , nakon čega se ponavlja procedura i pronalaze nove vrednosti radnih parametara u trenutku  $t + \Delta t$ . Kako je u osnovi izložene procedure iterativni proces, jer se za poznati broj obrtaja i zadate početne uslove traže vrednosti radnih parametara koji zadovoljavaju uslov jednakosti masenih protoka, opravdan je njen drugi naziv iterativna metoda.

Druga predložena metoda je zasnovana na ICV pristupu, odnosno pristupu koji razmatra uticaj akumulacije radnog fluida u određenim tačkama gasne turbine. Ponovo se na osnovu razlike ostvarenog i potrebnog mehaničkog rada određuje promena broja obrtaja, ali se sada na osnovu vrednosti akumulisanog masenog protoka određuje i promena pritiska u pojedinim komponentama. Ovakav pristup je tačniji sa strane fizike procesa, jer akumulacija radnog fluida tokom tranzijentnih režima uvek postoji, a posebno je izražena kod velikih promena opterećenja u komponentama velike zapremine, kao što je grejna komora.

Poređenje prethodno izloženih metoda pri odskočnoj promeni protoka goriva je prikazano na slici 3.5. Isprekidanom linijom je prikazana stacionarna promena radnog režima od tačke A do tačke B. Putanja koja je označena sa I je dobijena CMF metodom i karakteriše je trenutno povećanje stepena kompresije koje je praćeno kasnijim ubrzavanjem. Trajektorija II je izračunata pomoću ICV metode i ona je kontinualna. Razlika između metoda postoji odmah nakon povećanja goriva dok je kasnije ona zanemarljiva.



Sl. 3.5: Poređenje CMF i ICV metode [25]



Sl. 3.6: Tranzijentni termodinamički model poklapanja komponenti i regulisanja [76]

Primena pogodnih numeričkih metoda omogućava uslozljavanje osnovnog modela, njegovu modifikaciju i primenu za detaljno modeliranje tranzijentnih režima. Pod detaljnim modeliranjem se podrazumeva razmatranje ne samo uticaja akumulacije radnog fluida u pojedinim tačkama mašine, već i drugih fenomena karakterističnih za tranzijentne režime, kao što su apsorpcija toplote, kašnjenja u sistemu regulisanja, itd. Primer takvog modela dali su Volš (Walsh) i Flečer (Fletcher) [76] pod nazivom tranzijentni termodinamički model poklapanja komponenti i regulisanja (thermodynamic matching transient performance and control model). Osnovni stacionarni model je proširen sa nekoliko nezavisnih modela koji opisuju prethodno navedene tranzijentne pojave, uključujući i model sistema regulisanja (slika 3.6).

U iterativnoj petlji koja obuhvata celokupni stacionarni model, pretpostavlja se vrednost razlike ostvarene i iskorišćene snage, pri čemu je uslov završetka iteracije slaganje izračunatog protoka goriva i zadate vrednosti od strane modela sistema regulisanja. Postizanjem jednakosti izračunate i zadate vrednosti protoka goriva, određena je konačna vrednost neiskorišćene snage, na osnovu koje se, poznavajući moment inercije vratila, izračunava promena broja obrtaja. Nove vrednosti parametara gasne turbine se zatim uvode u model sistema regulisanja, čiji algoritam treba da odgovara realnom regulatoru. Model sistema regulisanja dalje obezbeđuje nove vrednosti protoka goriva, poziciju sistema zakretanja statorskih lopatica turbokompresora ili poziciju ventila za ispuštanje radnog tela, itd. Potrebno je da navedeni izlazni parametri odgovaraju izlaznim veličinama stvarnog regulatora.

Prezentovani model daje precizan uvid u dinamiku gasne turbine. Poboljšanja se postižu povećanjem broja karakterističnih tranzijentnih pojava koje se razmatraju. Nedostatak se ogleda u njegovoj iterativnoj prirodi, što kod kompleksnih modela za posledicu ima numeričku nestabilnost. Iz tog razloga je ovaj pristup, bez uprošćenja, teško primenljiv za potrebe simulacije u realnom vremenu (real-time).

Značaj modela pogodnih za simulacije u realnom vremenu odnosi se na primenu za potrebe razvoja sistema regulisanja nezavisno od gasne turbine, validiranje algoritma digitalnih regulatora pre primene, kao i dobijanja uvida u stabilnost regulacije. Osnovni zahtev simulacije u realnom vremenu je brzina sprovođenja proračuna, koja treba da bude takva da računarski program može na osnovu ulaznih veličina da generiše izlazne veličine za vremenski period  $\Delta t$ .

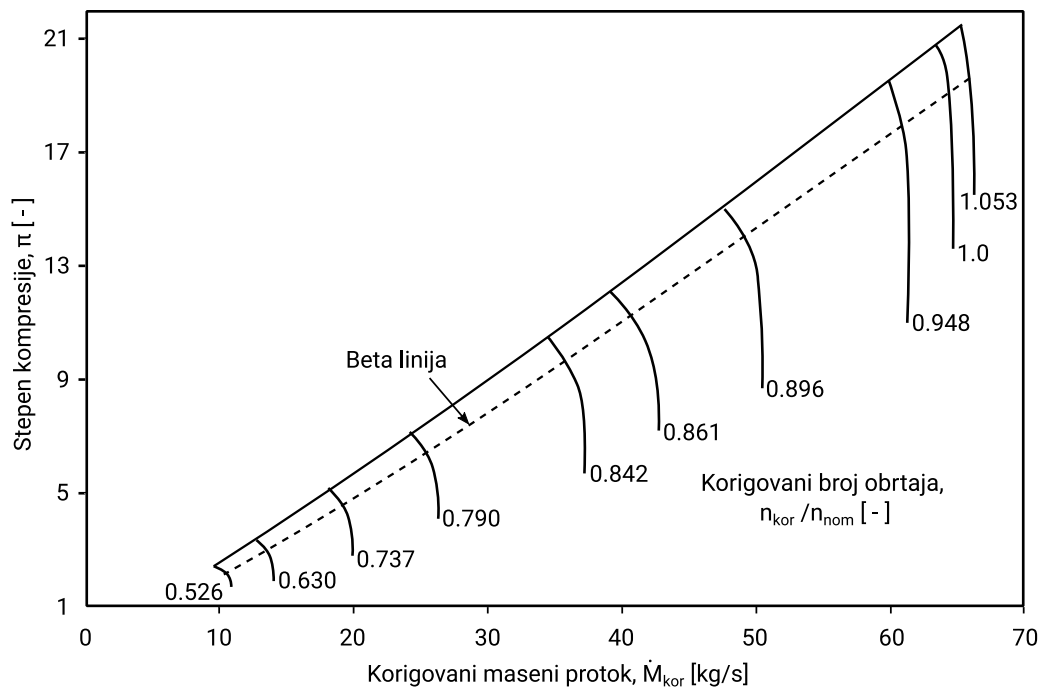
Većina *real-time* simulacija je zasnovana na linearizovanim modelima kako bi se smanjilo potrebno vreme izračunavanja. Međutim, to za posledicu ima smanjenje preciznosti, pa se teži prilagođavanju i implementiranju termodinamičkih modela poklapanja komponenti u *real-time* simulaciji. Prilagođavanje se odnosi na procenu najvećeg uticaja tranzijentnih fenomena na rad komponenti gasnih turbina. Tako se prilikom proračuna određeni fenomeni povezuju samo sa određenim komponentama. Primer za to je uticaj akumulacije radnog fluida na pojedinim mestima gasne turbine. On je posebno izražen kod komponenata velike zapremine, kao što je grejna komora, pa se uticaj ove pojave na druge komponente manje zapremine može smatrati zanemarljivim. Takođe, prilagođavanje modela se odnosi i na primenjene numeričke metode, te se pažnja posvećuje i osmišljavanju efikasnijih i bržih procedura rešavanja različitih sistema jednačina.

### 3.2.2.2 Modeliranje startovanja

Procedura startovanja je opisana u poglavlju 2.3.1. Modeliranjem pokretanja mogu se odrediti potrebno vreme startovanja, snaga startera, procena radnog veka elemenata gasne turbine, pre svega lopatica, koji zavise od mehaničkih opterećenja izazvanih intenzivnim gradijentima temperature, itd. Međutim, matematički modeli koji bi uzimali u obzir sve pojave karakteristične za proces startovanja, usled kompleksnosti i činjenice da se radni opseg nalazi daleko od nominalnog režima rada, uglavnom se odlikuju izuzetno nestabilnim i teško izvodljivim proračunom. Iz ovih razloga, razvijeno je više modela koji omogućavaju određivanje radnih karakteristika komponenti gasne turbine u ovom radnom opsegu, a koji se uglavnom zasnivaju na proceduri ekstrapolacije, odnosno interpolacije mapa. Ove metode iziskuju svođenje konvencionalnih mapa kompresora i turbina na formu pogodniju za manipulaciju podacima, što se postiže uvođenjem beta linija. U daljem tekstu biće predstavljeno nekoliko razvijenih metoda, sa ciljem približavanja pristupa modeliranju tranzijentnih režima u oblasti malih brojeva obrtaja.

#### 3.2.2.2.1 Transformacija standardnih mapa uvođenjem pomoćnih koordinata

Za svaki metod koji se bazira na ekstrapolaciji, potrebna je transformacija i razlaganje konvencionalnih karakteristika, koje sadrže više nezavisno promenljivih, na veći broj jednostavnijih mapa. Uvođenjem pomoćnih koordinata (beta linija) formiraju se beta mape, koje prikazuju promenu jedne zavisno promenljive u funkciji jedne nezavisno promenljive [43]. Pored potrebe metode ekstrapolacije za ovim oblikom, to nije njihova jedina primena, već se one generalno koriste u računarskim programima zbog jednostavnije manipulacije podacima. Postupak

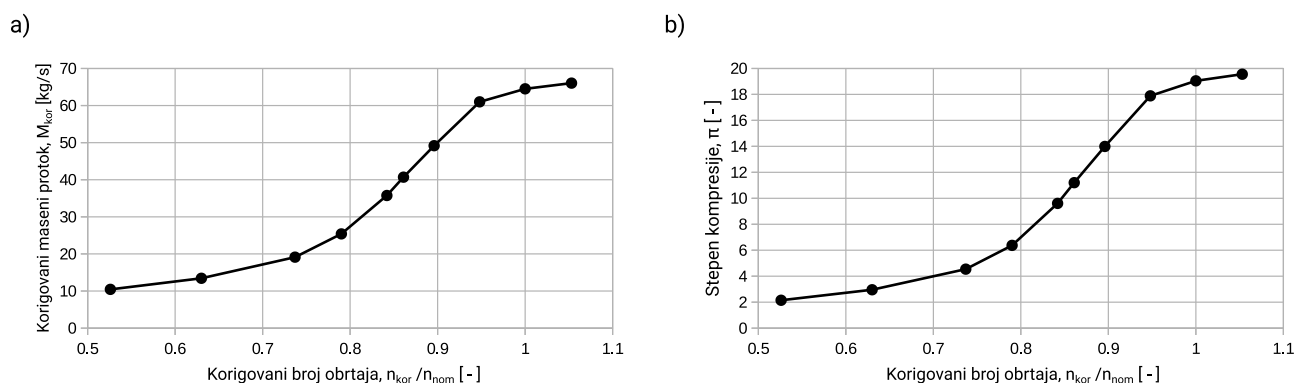


Sl. 3.7: Mapa kompresora GE LM2500

transformacije je primenjiv i kod kompresora i kod turbine. Na slici 3.7 prikazana je mapa kompresora, pri čemu je naznačena neka proizvoljna beta linija. Na mestima preseka beta linije i linija konstantnog broja obrtaja dobijaju se dva tipa podataka na osnovu kojih se formiraju dve beta mape, zavisnost stepena kompresije od redukovano broja obrtaja (slika 3.8-a) i redukovani maseni protok u funkciji redukovano broja obrtaja (slika 3.8-b). Na isti način se mogu formirati ovakve karakteristike i za druge parametre.

Uvođenjem više beta linija, formiraju se beta mape koje pokrivaju kompletan radni opseg, pa se poznavanjem beta vrednosti i redukovano broja obrtaja, mogu očitavati stepen kompresije i redukovani maseni protok. Organizovanjem podataka dobijenih na mestima preseka beta linija i linija konstantnog broja obrtaja moguće je oformiti tabele pogodne za primenu u numeričkim proračunima.

Položaj beta linija na standardnoj mapi može biti proizvoljan, uz uslov da ona seče linije konstantnog broja obrtaja, ali se može osmisliti i način postavljanja tako da dobiju određeno značenje sa stanovišta vrednosti pojedinih parametara. Pogodan oblik beta linija prema Kurzkeu (Kurzke) [43] su ekvidistantne parabole, pri čemu se gornja granična kriva ( $\beta = 1$ ) postavlja



Sl. 3.8: Beta linija kompresora GE LM2500: a) korigovano maseno protoka, b) stepena kompresije

u okolini linije pumpanja, tako da prolazi kroz tačku  $\dot{M} = 0$  i  $\pi_C = 1$ , dok donja granična linija ( $\beta = 0$ ) treba da bude približno paralelna sa gornjom.

### 3.2.2.2 Metoda generalizovanja radnih karakteristika komponenti

Metoda razvijena od strane Agravala (Agrawal) i Junisa (Yunis) [1], zasniva se na pretpostavci da razlika između radnih karakteristika komponenti različitih gasnih turbina, nije izražena u oblasti malih brojeva obrtaja. Ovakva pretpostavka omogućava određivanje pojedinih faktora, potrebnih za definisanje relacija između radnih karakteristika referentnog režima i parcijalnih režima, zasnovanih na zakonima sličnosti, a na osnovu kojih se dalje formiraju generalizovane mape komponenta gasne turbine, odnosno ekstrapoliraju pojedinačne beta linije.

Naime, radni parametri kompresora, kao što su redukovani protok  $\dot{M}\sqrt{\theta}/\delta$ , specifični rad  $\Delta h_C$  i stepen korisnosti  $\eta_C$ , svedeni na referentne uslove, predstavljaju se izrazima:

$$\frac{(\dot{M}\sqrt{\theta}/\delta)}{(\dot{M}\sqrt{\theta}/\delta)_{\text{ref}}} = K_\phi \frac{(n/\sqrt{\theta})}{(n/\sqrt{\theta})_{\text{ref}}}, \quad (3.10)$$

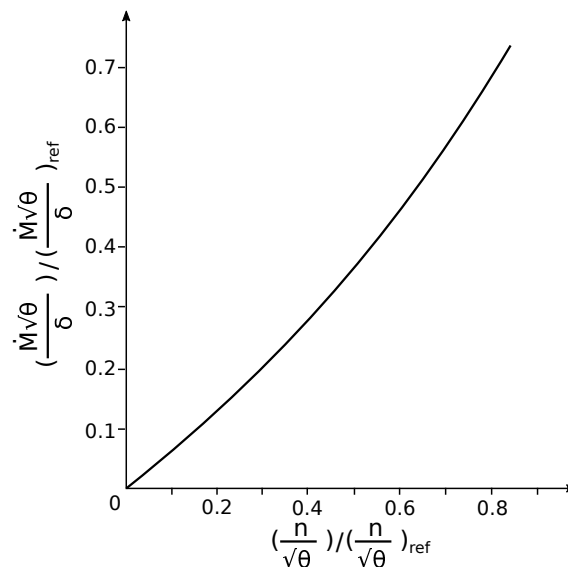
$$\frac{(\Delta h_C/\sqrt{\theta})}{(\Delta h_C/\sqrt{\theta})_{\text{ref}}} = K_{\psi_C} \left[ \frac{(n/\sqrt{\theta})}{(n/\sqrt{\theta})_{\text{ref}}} \right]^2, \quad (3.11)$$

$$\frac{(\eta_C)}{(\eta_C)_{\text{ref}}} = K_{\eta_C} \frac{(n/\sqrt{\theta})}{(n/\sqrt{\theta})_{\text{ref}}}, \quad (3.12)$$

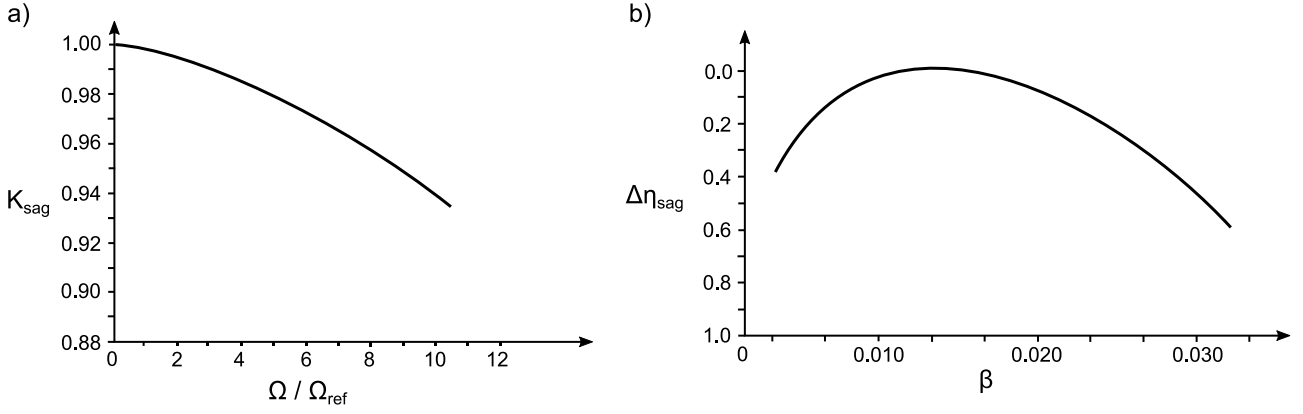
pri čemu su  $K_\phi, K_{\psi_C}$  i  $K_{\eta_C}$  određeni na osnovu empirijskih podataka, dobijenih za stacionarne režime više različitih gasnih turbina, dok su referentni ambijentalni uslovi uzeti preko:

$$\theta = \frac{T_{\text{ul}}}{T_{\text{ul,ref}}}, \quad \delta = \frac{p_{\text{ul}}}{p_{\text{ul,ref}}}. \quad (3.13)$$

Na slici 3.9 predstavljena je grafička zavisnost protoka radnog fluida od broja obrtaja, što bi činilo jednu generalizovanu, odnosno uopštenu mapu kompresora.



Sl. 3.9: Zavisnost protoka od broja obrtaja kompresora



**Sl. 3.10:** Određivanje stepena korisnosti grejne komore: a) faktor  $K_{\text{sag}}$ , b) korekcija stepena korisnosti sagorevanja

Pri modeliranju grejne komore uvodi se pretpostavka da je pad pritiska konstantna vrednost, utvrđena na osnovu većeg broja podataka. Stepenn korisnosti grejne komore može se odrediti u funkciji veličine koja se odnosi na snabdevanje komore vazduhom

$$\Omega = \frac{\dot{M}}{p^{1.8} V_{GK} e^{T/540}} , \quad (3.14)$$

i odnosa količine goriva i dovedenog vazduha  $\beta$ , odnosno na osnovu empirijske formule

$$\eta_{\text{sag}} = K_{\text{sag}} \cdot \eta_{\text{sag,ref}} - \Delta\eta_{\text{sag}} . \quad (3.15)$$

Faktor  $K_{\text{sag}}$  određuje se na osnovu empirijski utvrđene zavisnosti od veličine  $\Omega$  (slika 3.10-a), dok se vrednost  $\Delta\eta_{\text{sag}}$  takođe pronalazi iz empirijski dobijene zavisnosti, samo u funkciji od veličine  $\beta$  (slika 3.10-b).

Razmatrani parametri turbine, u okviru ovog modela režima startovanja, jesu stepen ekspanzije i stepen korisnosti turbine. Naime, stepen ekspanzije u turbini se može izraziti preko pojedinačnih promena pritiska u komponentama:

$$\pi_{\text{T}} = \frac{p_4}{p_5} = \frac{p_1}{p_0} \frac{p_3}{p_1} \frac{p_4}{p_3} \frac{p_7}{p_5} \frac{p_0}{p_7} , \quad (3.16)$$

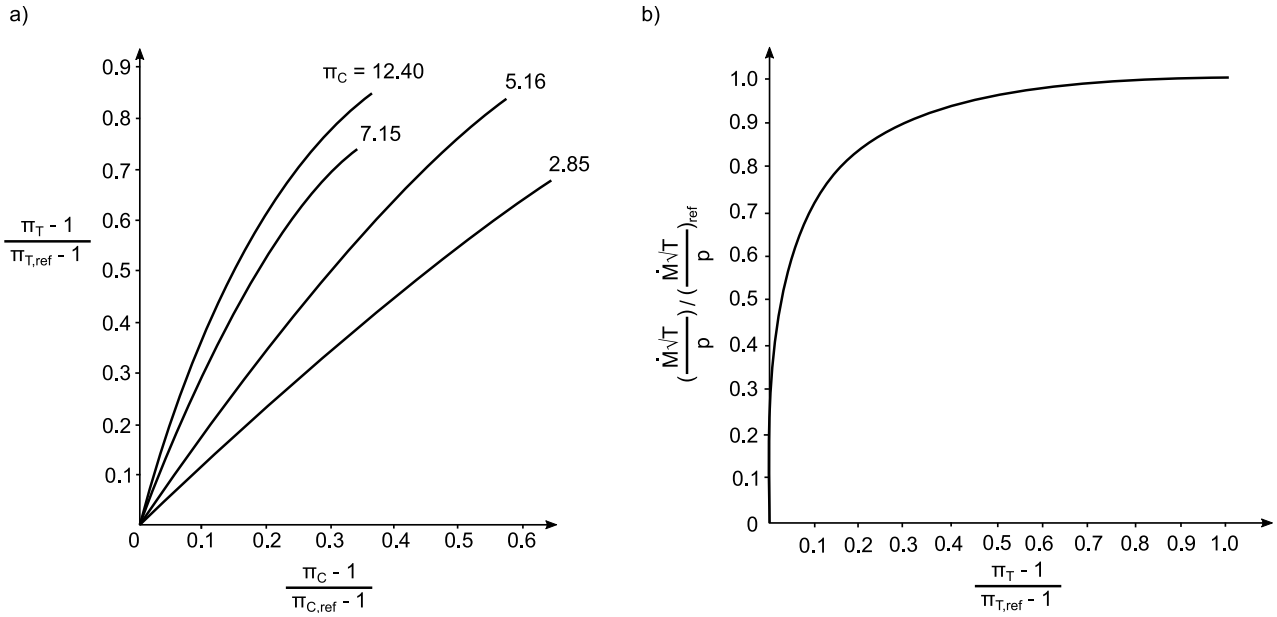
gde su  $p_1/p_0$  i  $p_7/p_0$  promene pritiska u ulaznom, odnosno izlaznom strujnom prostoru i one se mogu zanemariti, dok je odnos  $p_4/p_3$  definisan padom pritiska u grejnoj komori, za koji je prethodno uvedena pretpostavka konstantnosti na svim režimima. Odnos  $p_7/p_5$  predstavlja stepen ekspanzije turbine niskog pritiska, a ukoliko ona radi sa istim protokom kao i TVP, sledi da će ovaj odnos zavisiti od stepena ekspanzije turbine visokog pritiska  $\pi_{\text{T}}$ .

Dolazi se do zaključka da, pri navedenim pretpostavkama, za svaku vrednost stepena kompresije  $\pi_{\text{C}} = p_3/p_1$  postoji jedinstvena vrednost stepena ekspanzije, koja se na osnovu nekog referentnog režima i empirijski određenog faktora  $K_{\pi}$  može odrediti iz odnosa:

$$\frac{\pi_{\text{T}} - 1}{(\pi_{\text{T}})_{\text{ref}} - 1} = K_{\pi} \frac{\pi_{\text{C}} - 1}{(\pi_{\text{C}})_{\text{ref}} - 1} . \quad (3.17)$$

Kako je faktor  $K_{\pi}$  u funkciji od nominalnog stepena kompresije, razvijena je familija krivih za različite vrednosti ovog parametra (slika 3.11-a). Zavisnost odgovarajućeg protoka kroz turbinu i stepena ekspanzije određenog prethodnom jednačinom prikazana je na slici 3.11-b, što





**Sl. 3.11:** Startna mapa turbine: a) zavisnost stepena ekspanzije od stepena kompresije, b) zavisnost protoka od stepena ekspanzije

predstavlja generalizovanu mapu turbine. Stepenn korisnosti, izražen preko stepena ekspanzije i empirijskog faktora  $K_{\eta_T}$  je:

$$\frac{\eta_T}{(\eta_T)_{ref}} = K_{\eta_T} \frac{\pi_T - 1}{(\pi_T)_{ref} - 1}. \quad (3.18)$$

Iterativnom metodom, na osnovu uslova odgovarajućeg slaganja masenog protoka kroz kompresor i turbinu pomoću razvijenih mapa, definišu se radne karakteristike mašine tokom startovanja. Iterativni postupak se svodi na određivanje odgovarajućih promena specifičnog rada, stepena korisnosti, stepena kompresije i temperature vazduha na izlazu iz kompresora, kao i temperature gasova na ulazu u turbinu, a zatim izračunavanja protoka kroz turbinu i stepena ekspanzije. Na osnovu generalizovane mape turbine i prethodno izračunatog stepena ekspanzije, dobija se mogući protok kroz turbinu, pa se iterativni postupak sprovodi sve dok se ne zadovolji maseni bilans.

### 3.2.2.2.3 Metoda ekstrapolacije radnih karakteristika komponenti

Za razliku od prethodne metode, kada se ekstrapolira samo jedna linija koja opisuje radne karakteristike posmatrane komponente, moguće je izvršiti i ekstrapolaciju kompletne mape. Naime, kako je i ranije napomenuto, razvijeno je više modela ekstrapolacije mapa odnosno, manje ili više različitih pristupa procene karakteristika komponenti u oblasti nižih brojeva obrtaja na osnovu podataka za radni opseg iznad praznog hoda. U okviru ovog rada biće predstavljen model za dobijanje podataka u oblasti startovanja, ekstrapolacijom prema Godeu (Gaudet) [28], a koja predstavlja unapređenje Sekstonove (Sexton) [69] metode manipulacije eksponentima.

Klasični zakoni sličnosti se mogu primeniti na mašine sa radnim fluidom koji je nestišljiv (pumpe) ili na mašine sa malim porastom pritiska, kada se efekat stišljivosti radnog fluida može zanemariti (ventilatori). Zasnivaju se na ispunjenosti dva kriterijuma sličnosti radnih tačaka: jednakosti stepena korisnosti i kinematske sličnosti strujanja odnosno, sličnosti trouglova brzi-

na. Zakoni sličnosti korigovanog masenog protoka  $\dot{M}\sqrt{\theta}/\delta$ , specifičnog rada  $\Delta h$  i snage  $P$ , u obliku prilagođenom parametrima sa konvencionalnih mapa kompresora i turbine, glase:

$$\frac{(\dot{M}\sqrt{\theta}/\delta)_b}{(\dot{M}\sqrt{\theta}/\delta)_a} = \left(\frac{\%n_b}{\%n_a}\right)^p, \quad \frac{\Delta h_b}{\Delta h_a} = \left(\frac{\%n_b}{\%n_a}\right)^q, \quad \frac{P_b}{P_a} = \left(\frac{\%n_b}{\%n_a}\right)^r, \quad (3.19)$$

pri čemu  $\%n$  predstavlja odnos redukovano broj obrtaja posmatrane radne tačke i nominalnog redukovano broj obrtaja, dok se indeksima  $a$  i  $b$  označavaju dve različite radne tačke.

Osnovna razlika pomenutih metoda ekstrapolacije mapa kompresora i turbine je u načinu određivanja vrednosti eksponenta. Naime, izvorna metoda manipulacije eksponentima se zasniva na pronalaženju fiksnih vrednosti za  $p$ ,  $q$  i  $r$  na osnovu podataka za poslednje dve poznate linije konstantnog broja obrtaja. Međutim, pošto se na ovaj način mogu javiti nelogičnosti u vidu nerealnih vrednosti stepena korisnosti, ova metoda predviđa korekciju vrednosti eksponenta sve dok se ne dobiju fizički smisljeni oblici ekstrapoliranih delova mapa. Sa druge strane, Godeov (Gaudet) pristup se zasniva na pronalaženju navedenih eksponenta u funkciji od broja obrtaja i radnih parametara kompresora i turbine za svaku beta liniju posebno.

Metod ekstrapolacije se sastoji od 3 koraka. Prvi korak se odnosi na odabir referentne linije konstantnog broja obrtaja. Izloženi metod zahteva dve linije konstantnog broja obrtaja, pa se za referentnu liniju uzima druga najmanja vrednost na mapi, sa oznakom  $a$ , dok je linija najmanjeg broja obrtaja na poznatom delu mape sa oznakom  $b$ , kao što je prikazno na slici 3.12. Drugi korak podrazumeva izračunavanje eksponenta  $p$ ,  $q$  i  $r$ , dok se u trećem koraku sprovodi ekstrapolacija posebno duž svake beta linije.

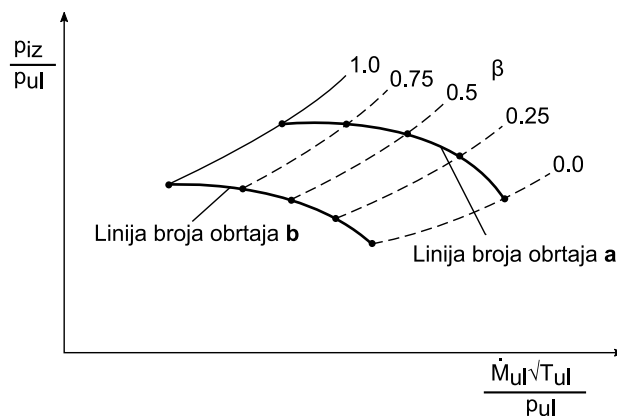
Kako se na konvencionalnim mapama predstavljaju parametri kao što su maseni protok  $\dot{M}$ , stepen kompresije (ekspanzije)  $\pi$  i stepen korisnosti  $\eta$ , prevođenjem u beta mape sva tri parametra se mogu izraziti kao funkcija vrednosti broja obrtaja i beta linije:

$$\left(\dot{M}, \pi, \eta\right) = (\%n, \beta), \quad (3.20)$$

pa se transformacijom prethodno definisanih jednačina zakona sličnosti, eksponenti  $p$ ,  $q$  i  $r$  mogu izraziti u zavisnosti od:

$$p = f(\%n, \dot{M}), \quad q = f(\%n, \Delta h), \quad r = f(\%n, P). \quad (3.21)$$

S obzirom da se izrazi za specifični rad i snagu kompresora i turbine razlikuju, izrazi za određivanje vrednosti ovih eksponenta se izvode posebno.



Sl. 3.12: Tačke preseka linija konstantnog broja obrtaja i beta linija

**Kompresor.** Iz relacija sličnosti dve radne tačke, mogu se direktno izraziti eksponenti:

$$p = \frac{\log \left[ \frac{(\dot{M}\sqrt{\theta}/\delta)_b}{(\dot{M}\sqrt{\theta}/\delta)_a} \right]}{\log \left( \frac{\%n_b}{\%n_a} \right)}, \quad (3.22)$$

$$q = \frac{\log \left[ \frac{(\pi_C^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1)_b}{(\pi_C^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1)_a} \right]}{\log \left( \frac{\%n_b}{\%n_a} \right)}, \quad (3.23)$$

$$r = (p + q) - \frac{\log \left[ \frac{(\eta_C)_b}{(\eta_C)_a} \right]}{\log \left( \frac{\%n_b}{\%n_a} \right)}. \quad (3.24)$$

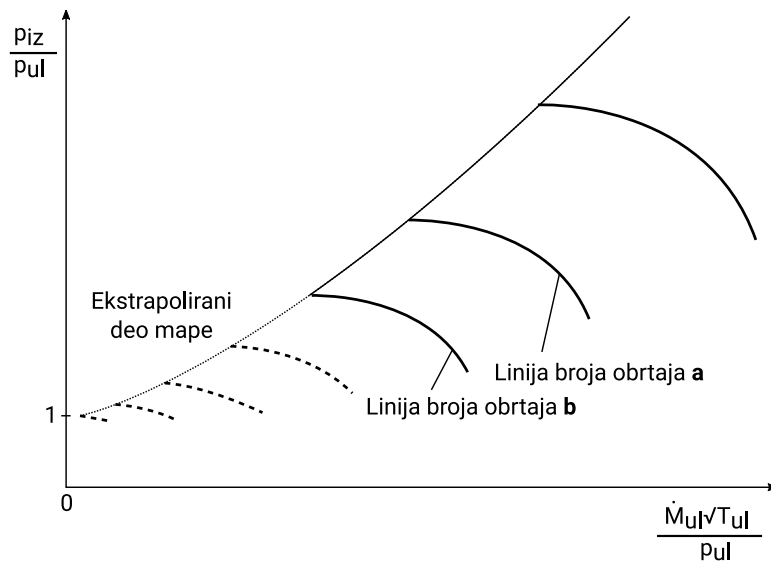
Određivanjem eksponenata za svaku beta liniju, može se ekstrapolirati vrednost masenog protoka, stepena kompresije i stepena korisnosti u radnom opsegu malih brojeva obrtaja:

$$\left( \dot{M}\sqrt{\theta}/\delta \right)_x = \left( \dot{M}\sqrt{\theta}/\delta \right)_a \cdot \left( \frac{\%n_x}{\%n_a} \right)^p, \quad (3.25)$$

$$\left( \pi_C \right)_x = \left[ 1 + \left( \pi_C^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)_a \cdot \left( \frac{\%n_x}{\%n_a} \right)^q \right]^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}, \quad (3.26)$$

$$\left( \eta_C \right)_x = \left( \eta_C \right)_a \cdot \left( \frac{\%n_x}{\%n_a} \right)^{(p+q-r)}. \quad (3.27)$$

Na slici 3.13 prikazana je mapa kompresora sa linijama konstantnog broja obrtaja na celom radnom opsegu dobijena metodom ekstrapolacije.



**Sl. 3.13:** Ekstrapolirana mapa kompresora

**Turbina.** Postupak određivanja eksponenata jednačina zakona sličnosti za turbinu je analogan postupku za kompresor i vrši se na sledeći način:

$$p = \frac{\log \left[ \frac{(\dot{M}\sqrt{\theta}/\delta)_b}{(\dot{M}\sqrt{\theta}/\delta)_a} \right]}{\log \left( \frac{\%n_b}{\%n_a} \right)}, \quad (3.28)$$

$$q = \frac{\log \left[ \frac{(1 - \pi_T^{\frac{1-\kappa}{\kappa}})_b}{(1 - \pi_T^{\frac{1-\kappa}{\kappa}})_a} \right]}{\log \left( \frac{\%n_b}{\%n_a} \right)}, \quad (3.29)$$

$$r = (p + q) + \frac{\log \left[ \frac{(\eta_T)_b}{(\eta_T)_a} \right]}{\log \left( \frac{\%n_b}{\%n_a} \right)}, \quad (3.30)$$

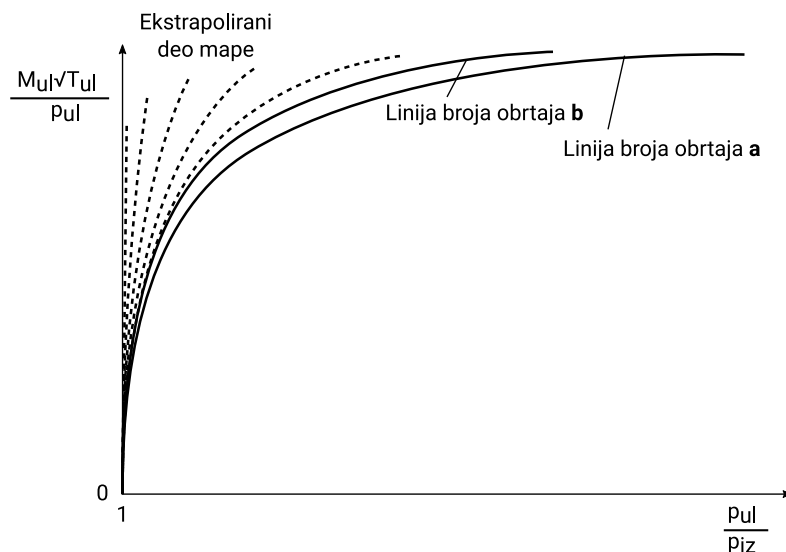
dok su ekstrapolirane vrednosti:

$$\left( \dot{M}\sqrt{\theta}/\delta \right)_x = \left( \dot{M}\sqrt{\theta}/\delta \right)_a \cdot \left( \frac{\%n_x}{\%n_a} \right)^p, \quad (3.31)$$

$$(\pi_T)_x = \left[ 1 - (1 - \pi_T^{\frac{1-\kappa}{\kappa}})_a \cdot \left( \frac{\%n_x}{\%n_a} \right)^q \right]^{\frac{\kappa}{1-\kappa}}, \quad (3.32)$$

$$(\eta_T)_x = (\eta_T)_a \cdot \left( \frac{\%n_x}{\%n_a} \right)^{(r-p-q)}. \quad (3.33)$$

Na slici 3.14 prikazana je mapa turbine sa linijama konstantnog broja obrtaja na celom radnom opsegu dobijena metodom ekstrapolacije.



Sl. 3.14: Ekstrapolirana mapa turbine

**Model startovanja.** Direktna primena dobijenih podataka metodom ekstrapolacije je ograničena usled činjenice da su beta linije u oblasti brojeva obrtaja manjih od 20% nominalnih vrednosti veoma zgusnute, što uzrokuje numeričku nestabilnost proračuna. Stoga se predviđa primena razvijenog modela prelaznih režima do radne tačke do koje je moguće sprovesti proračun sa stanovišta numerike, dok se za niže brojeve obrtaja primenjuje metod ekstrapolacije pri startovanju (start extrapolation method) [76]. Ovaj metod podrazumeva korišćenje razvijenog matematičkog modela prelaznih režima i podataka sa ekstrapoliranih mapa do pojave numeričkih problema, označenih indeksom  $st$ , nakon čega se snaga  $P$  kompresora i turbine, kao i rezultujući obrtni momenti  $G$  za brojeve obrtaja ispod poslednjeg određenog stanja, određuju na osnovu aproksimacije u vidu kubne zavisnosti snage i broja obrtaja dve radne tačke. Sledi relacija za kompresor

$$(P_C)_x = (P_C)_{st} \cdot \left[ \frac{(n_C)_x}{(n_C)_{st}} \right]^3, \quad (3.34)$$

$$(G_C)_x = \frac{(P_C)_x}{(n_C)_x} \cdot \frac{60}{2\pi}, \quad (3.35)$$

dok su izrazi za turbinu, za koju se različito određuju vrednosti snage i obrtnog momenta u radnoj oblasti u kojoj je grejna komora u pogonu:

$$(n_T)_{palj} < (n_T)_x < (n_T)_{st}, \quad (3.36)$$

$$(P_T)_x = (P_T)_{st} \cdot \left[ \frac{(n_T)_x}{(n_T)_{st}} \right]^3, \quad (3.37)$$

$$(G_T)_x = \frac{(P_T)_x}{(n_T)_x} \cdot \frac{60}{2\pi}, \quad (3.38)$$

odnosno, kada se turbina pokreće isključivo dejstvom startera:

$$(n_T)_x < (n_T)_{palj}, \quad (3.39)$$

$$(P_T)_x = (P_T)_{palj} \cdot \left[ \frac{(n_T)_x}{(n_T)_{palj}} \right]^3, \quad (3.40)$$

$$(G_T)_x = \frac{(P_T)_x}{(n_T)_x} \cdot \frac{60}{2\pi}. \quad (3.41)$$

Pre paljenja goriva u grejnoj komori, turbina radi na 25% snage u odnosu na režim kada postoji sagorevanje, pri istom broju obrtaja:

$$(P_T)_{palj} = 0.25P_T \left( (n_T)_x, \dot{M}_g \neq 0 \right). \quad (3.42)$$

# Glava 4

## Sistem regulisanja

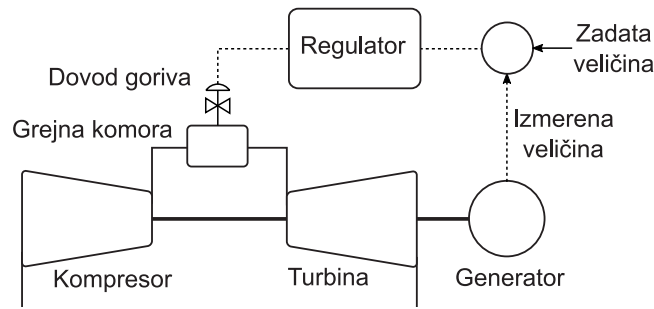
Sistemi regulisanja gasnih turbina su zasnovani na hidromehaničkom upravljanju parnim turbinama, dopunjeni pneumatskim regulisanjem temperature, unapred podešenim ograničenjima u dovodu goriva i ručnom izvršavanju sekvenci startovanja i zaustavljanja [6]. Pored osnovnog sistema koristili su se nezavisni zaštitni uređaji za prekoračenje broja obrtaja i temperatura, gubitka plamena, gubitka pritiska u sistemu podmazivanja i visokih vibracija. Razvojem sistema regulisanja, hidromehanički deo je zamenjen elektromehaničkim regulatorom goriva i relejima za automatsko startovanje i zaustavljanje. Automatizovane sekvence, u kombinaciji sa osnovnim signalnim uređajima omogućili su interakciju sa SCADA (Supervisory Control and Data Acquisition) sistemom za kompletnu automatsku regulaciju.

Ovo je bilo osnova za uvođenje prvih elektronskih sistema regulisanja 1968. godine. Naziv sistema je SPEEDTRONIC™ Mark I Control projektovan od strane kompanije Dženeral Elektrik (General Electric). On je zamenio regulatore goriva, pneumatsku regulaciju temperatura i elektromehaničku regulaciju goriva pri startovanju. Automatsko izvršavanje sekvenci startovanja, promene opterećenja i zaustavljanja pomoću releja je zadržano i jedan deo zaštitnih elemenata je zamenjen analognim ekvivalentima. Primenom elektronike ostvaren je brzi napredak u razvoju sistema regulisanja. Savremeni sistemi se sastoje od višestrukih upravljačkih jedinica (dualni i tripleks sistemi) koje su razdvojene i nezavisne. U slučaju najvažnijih i zaštitnih parametara regulisanje se ostvaruje na osnovu 3 signala od kojih 2 moraju biti ista. Sistem se generalno razvija u pravcu povećanja bezbednosti, pouzdanosti, fleksibilnosti i jednostavnosti primene.

Kako su sistem regulisanja i rad gasne turbine na prelaznim režimima međusobno zavisni, sledi da važnost razvoja tranzijentnih modela leži upravo u činjenici da je potreban za razvoj sistema regulisanja. Prvi sistemi regulisanja, u fazi testiranja, koristili su značajno uprošćene dinamičke modele, koji su razvijeni sa ciljem jednostavne implementacije i primene, bez dobijanja značajnijeg uvida u dinamiku mašine [21, 52].

### 4.1 Osnovni koncept regulisanja

Kao što je poznato, sistemi automatskog upravljanja se dele na otvorene i zatvorene [50]. U otvorenim sistemima, izlazna veličina nema uticaja na ulaznu i njeno delovanje je unapred definisano prema očekivanom odzivu. Zbog različitih poremećaja, izlazna veličina retko postiže željenu što rezultuje određenom razlikom. Zbog toga se primenjuju zatvoreni sistemi, koji se još nazivaju i sistemima regulisanja, koje karakteriše postojanje povratne sprege. Povratni signal



Sl. 4.1: Osnovni sistem regulisanja gasne turbine

se upoređuje sa ulaznim i njihova razlika ide u regulator radi dobijanja signala upravljanja, a u cilju smanjena greške.

Kod gasnih turbina, zahtevana veličina, najčešće snaga ili broj obrtaja, se postiže promenom masenog protoka goriva i sistem regulisanja mora da obezbedi postizanje te vrednosti. Međutim, on ima i ulogu zaštite mašine u slučaju prekoračenja limita. Ova ograničenja se odnose na maksimalne vrednosti broja obrtaja, temperatura i režima rada u blizini granice pumpanja [58]. Na slici 4.1 je prikazana osnovna šema regulisanja jednovratilne gasne turbine.

### 4.1.1 PID regulator

PID regulator predstavlja jedinicu za vođenje procesa u zatvorenim sistemima automatskog upravljanja. Prvi put je primenjen u industriji još 1939. godine i ostao je najviše korišćen tip regulatora do danas. PID regulator uključuje proporcionalno (P), integralno (I) i diferencijalno (D) dejstvo, koji se predstavljaju odgovarajućim pojačanjima ( $K_P$ ,  $K_I$ ,  $K_D$ ). Podešavanjem pojačanja, regulator obezbeđuje zahtevanu regulaciju procesa. U zavisnosti od primene, regulatori ne moraju da obuhvate sva dejstva, pa se koriste samo proporcionalni P ili proporcionalno-integralni PI.

#### 4.1.1.1 Regulator proporcionalnog dejstva

Regulator P dejstva daje regulisanje koje je proporcionalno greški  $\epsilon$ , pri čemu je koeficijent proporcionalnosti  $K_P$ . Kada greška teži nuli i upravljanje teži nuli pa se zato dodajte član koji predstavlja nominalnu vrednost regulisanja (bias). U slučaju regulisanja broja obrtaja promenom protoka goriva, regulacija se vrši na sledeći način:

$$\dot{M}_g = \dot{M}_{g,\text{ref}} + K_P \epsilon . \quad (4.1)$$

Nedostatak ovog regulatora je nemogućnost automatske eliminacije stacionarne greške. Ova greška se može odstraniti, ručnim podešavanjem protoka goriva.

#### 4.1.1.2 Regulator proporcionalno-integralnog dejstva

Eliminacija stacionarne greške se postiže uvođenjem integralnog člana, pri čemu je izlaz iz regulatora:

$$\dot{M}_g = K_P \left[ \epsilon + \frac{1}{T_I} \int_{t_0}^{t_1} \epsilon dt \right] , \quad (4.2)$$

gde je  $T_I$  integralno vreme regulatora. Umesto  $T_I$  može se koristiti i  $K_I = K_P/T_I$  koje predstavlja

integralno pojačanje regulatora, pa se dobija:

$$\dot{M}_g = K_P \epsilon + K_I \int_{t_0}^{t_1} \epsilon dt . \quad (4.3)$$

Svi izvršni organi imaju fizička ograničenja u vidu maksimalne brzine promene položaja, otvorenosti ventila, itd. Kada upravljački signal, koji je ulaz u sistem za dovod goriva, dostigne vrednost koja odgovara granici izvršnog organa, njegovo dalje povećanje nema uticaja na izlaznu veličinu, odnosno protok  $\dot{M}_g$ . Zbog postojanja greške  $\epsilon$  i njenog integraljenja dolazi do povećanja regulisanja, odnosno vrednosti upravljačkog signala. Ovaj proces se naziva navijanje (wind-up) regulatora. Pri narednoj promeni željene veličine koja zahteva promenu izvršnog organa, do toga ne dolazi odmah jer je vrednost regulisanja velika i potrebno je određeno vreme da se integralni član smanji. Rešenje za ovaj problem je resetovanje integralnog člana tako da se ograniči na vrednost koja odgovara maksimalnom položaju aktuatora.

#### 4.1.1.3 Regulator proporcionalno-integralno-diferencijalnog dejstva

Diferencijalno dejstvo se uključuje u regulaciju kod sistema sa veoma sporim odzivom. Bitno je napomenuti da ovaj član nema nikakvog efekta na statičku grešku i pojavu navijanja jer su izvodi greške jednaki nuli. PID regulator se opisuje kao:

$$\dot{M}_g = K_P \left( \epsilon + \frac{1}{T_I} \int_{t_0}^{t_1} \epsilon dt + T_D \frac{d \epsilon}{dt} \right) , \quad (4.4)$$

ili preko pojačanja

$$\dot{M}_g = K_P \epsilon + K_I \int_{t_0}^{t_1} \epsilon dt + K_D \frac{d \epsilon}{dt} . \quad (4.5)$$

Oznake  $T_D$  i  $K_D$  predstavljaju diferencijalno vreme, odnosno pojačanje regulatora, respektivno. Često se diferencijalni član ne uzima pri regulaciji protoka goriva kod gasnih turbina. Stoga se obično koriste PI regulatori.

#### 4.1.1.4 Pokazatelji kvaliteta dinamičkog ponašanja

Na slici 4.2 prikazana je prelazna funkcija sistema koja predstavlja odziv sistema na jediničnu odskočnu funkciju. Tu se mogu definisati sledeći pokazatelji kvaliteta [29]:

- $\Pi$  - preskok, razlika između maksimalne i ustaljene vrednosti,
- $\epsilon_d$  - dinamička greška izlazne veličine, greška u trenutku preskoka,
- $\tau_d$  - trenutak pojave preskoka,
- $\tau_u$  - vreme uspona, vremenski period potreban da odziv poraste od 10% do 90% ustaljene vrednosti u slučaju aperiodične promene, odnosno od 0% do 100% kod periodičnog odziva,
- $\tau_s$  - vreme smirenja, vreme potrebno da odziv dostigne i ostane u okviru dozvoljenog intervala u okolini finalne vrednosti,
- $\epsilon_m$  - maksimalna dozvoljena greška, odstupanje odziva od stacionarne vrednosti,
- $\epsilon_s$  - statička greška, granična vrednost odstupanja od zadate vrednosti.



**Tabela 4.1:** Uticaj pojedinih pojačanja na parametre prelazne funkcije [3]

	vreme uspona	preskok	vreme smirenja	stacionarna greška	stabilnost
povećanje $K_P$	opada	raste	blago raste	opada	smanjuje se
povećanje $K_I$	blago opada	raste	raste	značajno opada	smanjuje se
povećanje $K_D$	blago opada	opada	opada	mala promena	poboljšava se

Kako bi se postigla optimalna prelazna funkcija, teži se da prethodno navedeni parametri budu svedeni na minimum. Međutim pojedini parametri su u konfliktu što nagoveštava da je potrebno napraviti odgovarajući kompromis. Na primer, smanjenje vremena uspona izaziva povećanje preskoka i vremena smirenja.

#### 4.1.1.5 Podešavanje PID regulatora

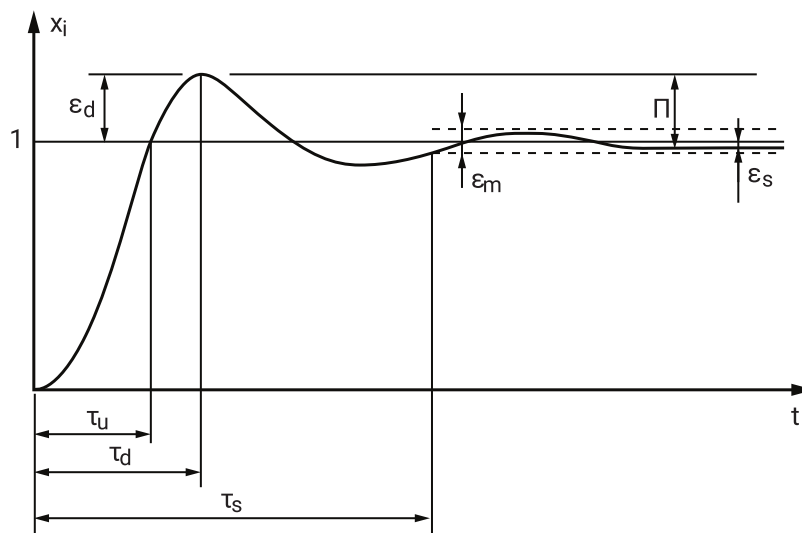
U slučaju PID regulatora, na pokazatelje kvaliteta prelaznog procesa se utiče podešavanjem pojačanja  $K_P$ ,  $K_I$  i  $K_D$ . U tabeli 4.1 prikazani su nezavisni uticaji pojačanja na odziv sistema. Iako se u teoriji pokazuje da uključivanje diferencijalnog dejstva povećava stabilnost, u praksi se ovaj član često teško podešava pa se u 80% regulatora ne koristi [3].

Pošto se većina regulatora konfigurise na lokaciji, razvijen je veliki broj tehnika za podešavanje pojačanja. Međutim, nijedna metoda ne daje optimalne parametre već početne vrednosti koji se dalje mogu fino podešavati na bazi pokušaja i greške. Ipak, skraćuje se vreme do puštanja sistema u pogon. Najpoznatije empirijske metode su:

- Cigler-Nikolsova (Ziegler-Nichols) metoda učestanostnog odziva [80],
- Cigler-Nikolsova (Ziegler-Nichols) metoda odskočnog odziva [80],

koje su objavljene 1942. godine i do danas su razvijene brojne modifikacije u zavisnosti od polja primene.

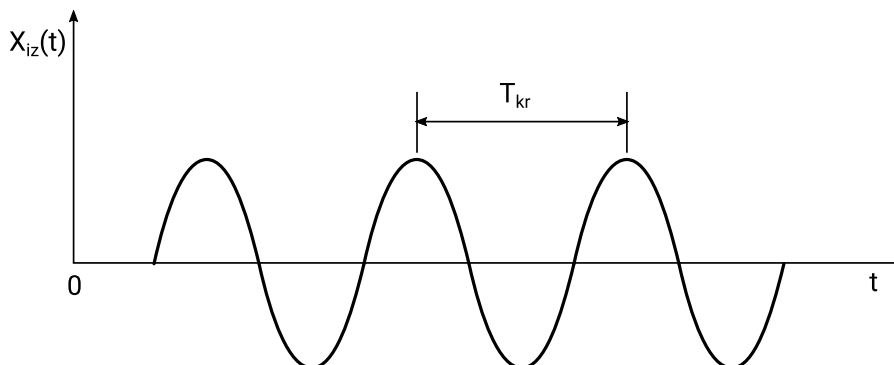
Kod metode učestanostnog odziva, zatvoreni sistem automatskog upravljanja se reguliše samo P regulatorom, gde se  $K_P$  povećava do dostizanja granične stabilnosti koju karakterišu oscilatorna promena veličine ograničene amplitude (slika 4.3). Beleži se kritično pojačanje  $K_{kr}$  i iz oscilacija



**Sl. 4.2:** Prelazna funkcija sistema

**Tabela 4.2:** Preporučene vrednosti pri izboru parametara regulatora [80]

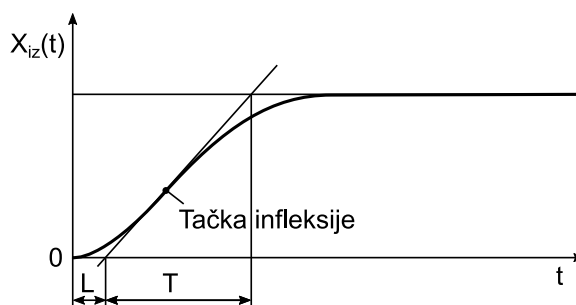
Tip regulatora	$K_P$	$T_I$	$T_D$
P	$0.5K_{kr}$	$\infty$	0
PI	$0.45K_{kr}$	$0.833T_{kr}$	0
PID	$0.6K_{kr}$	$0.5T_{kr}$	$0.125T_{kr}$



**Sl. 4.3:** Prelazna funkcija sistema na granici stabilnosti

određuje period oscilovanja  $T_{kr}$ . Na osnovu vrednosti  $K_{kr}$  i  $T_{kr}$  i preporuka za izbor parametara, datih u tabeli 4.2, izračunavaju se vrednosti pojačanja  $K_P$  i vremenskih konstanti  $T_I$  i  $T_D$ .

Metoda odskočnog odziva predstavlja određivanje karakterističnih parametara prelazne funkcije pri odskočnoj promeni ulazne veličine. Metod je primenljiv ako je odziv u obliku slova  $S$  koji karakteriše kašnjenje  $L$  i vremenska konstanta  $T$  (slika 4.4). Ova dva parametra se dobijaju crtanjem tangente u tački infleksije i njihovim preseccima sa minimalnom i maksimalnom vrednošću prelazne funkcije. Nakon određivanja  $L$  i  $T$  može se odrediti  $K_P$ ,  $T_I$  i  $T_D$  prema preporukama iz tabele 4.3.



**Sl. 4.4:** Odziv sistema na odskočnu funkciju

**Tabela 4.3:** Preporučene vrednosti pri izboru parametara regulatora [80]

Tip regulatora	$K_P$	$T_I$	$T_D$
P	$T/L$	$\infty$	0
PI	$0.9T/L$	$L/0.3$	0
PID	$1.2T/L$	$2L$	$0.5L$

## 4.2 Regulacioni krugovi

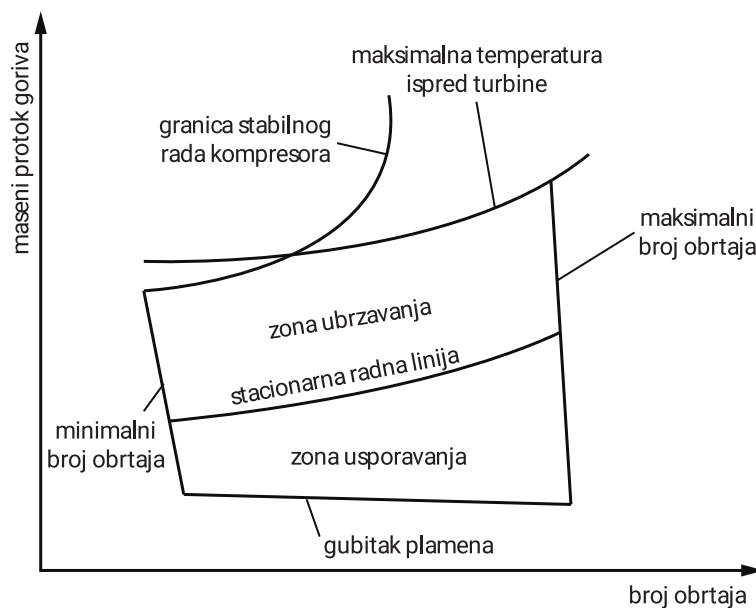
### 4.2.1 Regulisanje promenom masenog protoka goriva

Cilj regulisanja jeste postizanje željene snage u slučaju gasne turbine za proizvodnju el. energije. Postizanje bilo kog opterećenja se može postići povećanjem protoka goriva. Međutim, mora se voditi računa da neki od parametara ne premaše dozvoljene vrednosti (slika 4.5). Zbog toga se obično prate i ograničavaju sledeći parametri:

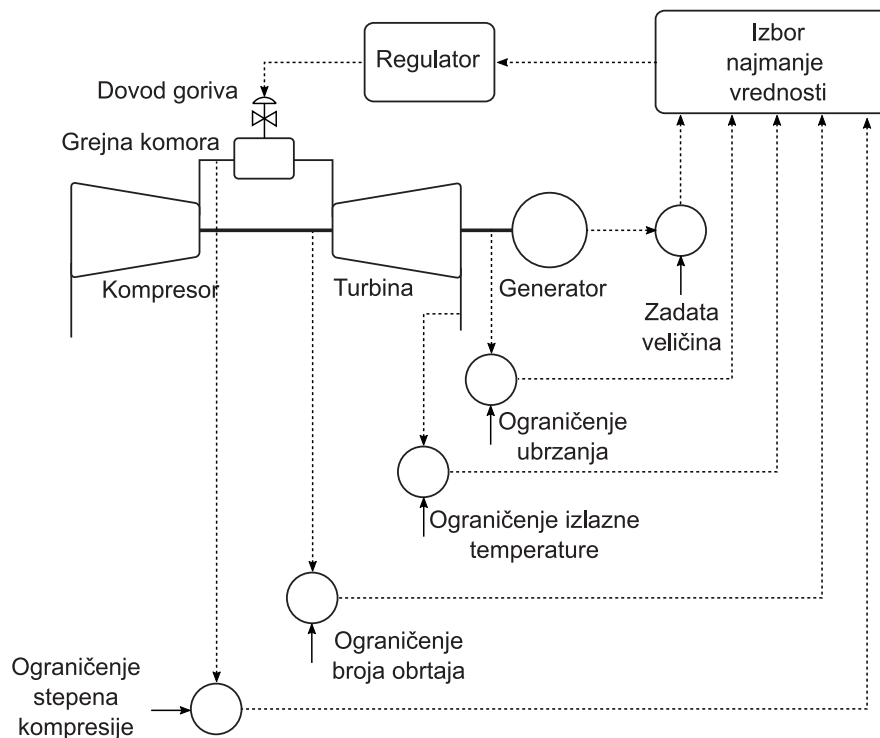
- Broj obrtaja, radi izbegavanja prevelikih naprezanja usled centrifugalne sile.
- Temperatura na izlazu iz turbine, kako ne bi došlo do pregrevanja i značajnog smanjenja radnog veka.
- Step en kompresije, kako ne bi došlo do rotirajućih otcepljenja i granice pumpanja.
- Broj obrtaja drugog rotora, kod dvovratilnih turbina.

Upoređujući ostvarene vrednosti sa zadatim, formiraju se greške i u zavisnosti da li se reguliše prema najvećoj ili najmanjoj, jedna vrednost se prosleđuje (slika 4.6). Uglavnom se signal bira na osnovu najmanje vrednosti (low signal select) jer najmanja greška daje i manje vrednost izlaznog signala, odnosno protoka goriva.

Kao što je prikazano na slici 3.5, prelazni proces od jednog do drugog stanja izaziva pomeranje radne tačke u odnosu na stacionarnu radnu liniju. Pri brzim promenama protoka goriva može doći do granice stabilnog rada u slučaju ubrzanja ili do gubitka plamena pri usporenju. Zbog toga se ograničava dozvoljena vrednost ubrzanja, odnosno usporenja rotora. Granične vrednosti mogu biti zadate kao fiksne vrednosti, npr. maksimalno ubrzanje je 1% nominalnog broja obrtaja, ili se može propisati maksimalni i minimalni protok goriva u funkciji od broja obrtaja, kao što je prikazano na slici 4.5.



Sl. 4.5: Ograničenja protoka goriva u funkciji broja obrtaja [33]



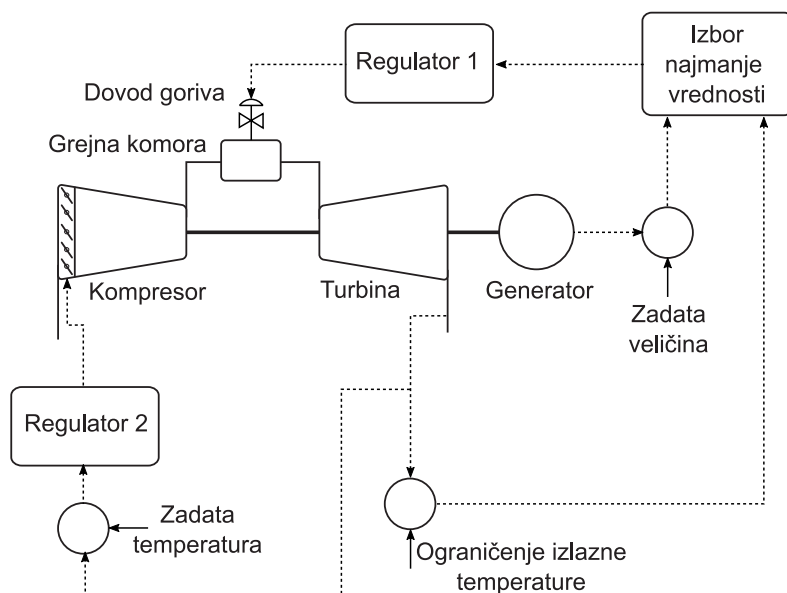
Sl. 4.6: Šema regulisanja jednovratilne gasne turbine

#### 4.2.2 Regulisanje promenom geometrije kompresora

Zakretanje pretkola i nekoliko prvih zakola povećava stepen korisnosti kompresora na parcijalnim režimima, obezbeđuje potrebnu granicu stabilnosti ali ima i ulogu u regulaciji temperature gasova na izlazu iz turbine. Sva podesiva pretkola su povezana na mehanizam sa prstenom tako da rotacija prstena izaziva njihovo identično zakretanje. Prsten je povezan na pneumatski ili hidraulički klip. Na isti način se obavlja zakretanje i drugih statora pri čemu pomeranje nije za isti ugao kao u slučaju pretkola. Opseg podešavanja lopatica se kreće od tzv. zatvorenog položaja koji karakteriše najmanji maseni protok, do potpuno otvorenog kada je protok najveći. Na nominalnom režimu, ugao pretkola je obično između graničnih vrednosti. U zavisnosti od broja vratila turbine razlikuje se način regulisanja.

Kod jednovratilnih turbina, zakretanjem se reguliše izlazna temperatura gasova iz turbine. Smanjenjem protoka goriva snižava se temperatura na izlazu, pa se geometrija kompresora mora menjati tako da se smanji protok vazduha i održi temperatura. Zbog toga se sistemu regulisanja dodaje i deo za regulaciju izlazne temperature promenom geometrije (slika 4.7). Tokom startovanja, podesive lopatice su u zatvorenom položaju i njihovo otvaranje započinje pri dostizanju zadate vrednosti temperature. U slučaju prekoračenja maksimalne dozvoljene vrednosti a kada je pretkolo potpuno otvoreno, regulacija temperature će se ostvarivati smanjenjem protoka goriva.

Kod dvovratilnih gasnih turbina, zakretanje pretkola se propisuje u funkciji od broja obrtaja. Sa povećanjem broja obrtaja, dolazi do otvaranja pretkola i zakola. U prošlosti, geometrija je regulisana otvorenim sistemima upravljanja. Iako se postiže dobra regulacija, poremećaji mogu nastati usled zaprljanja u sistemu.



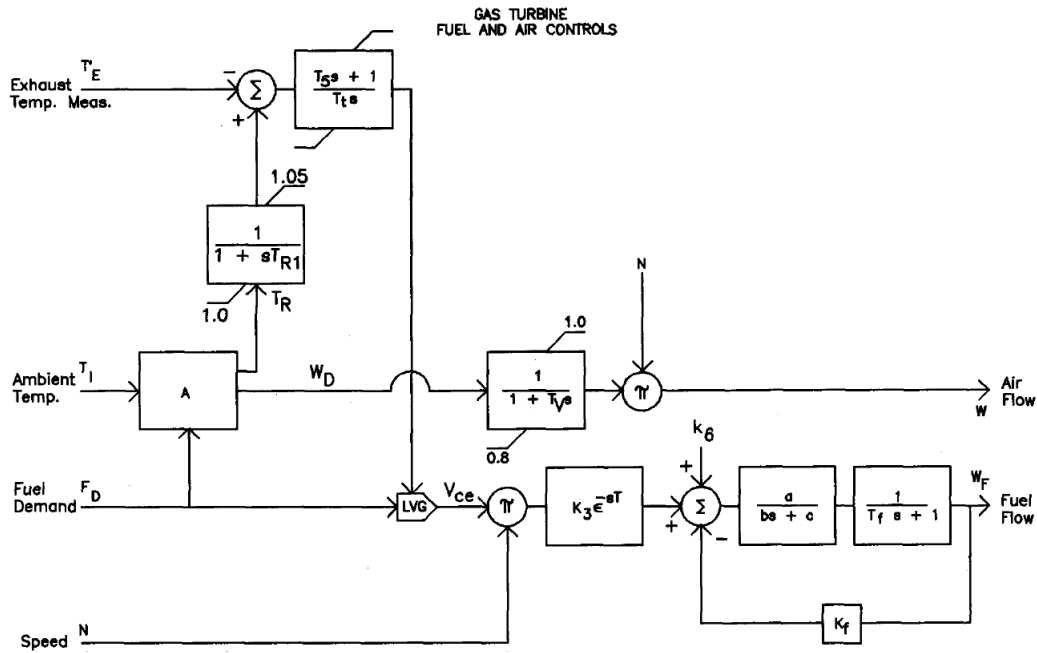
Sl. 4.7: Šema regulisanja izlazne temperature gasova promenom geometrije kompresora

### 4.2.3 Regulisanje promenom količine oduzimanja vazduha iz kompresora

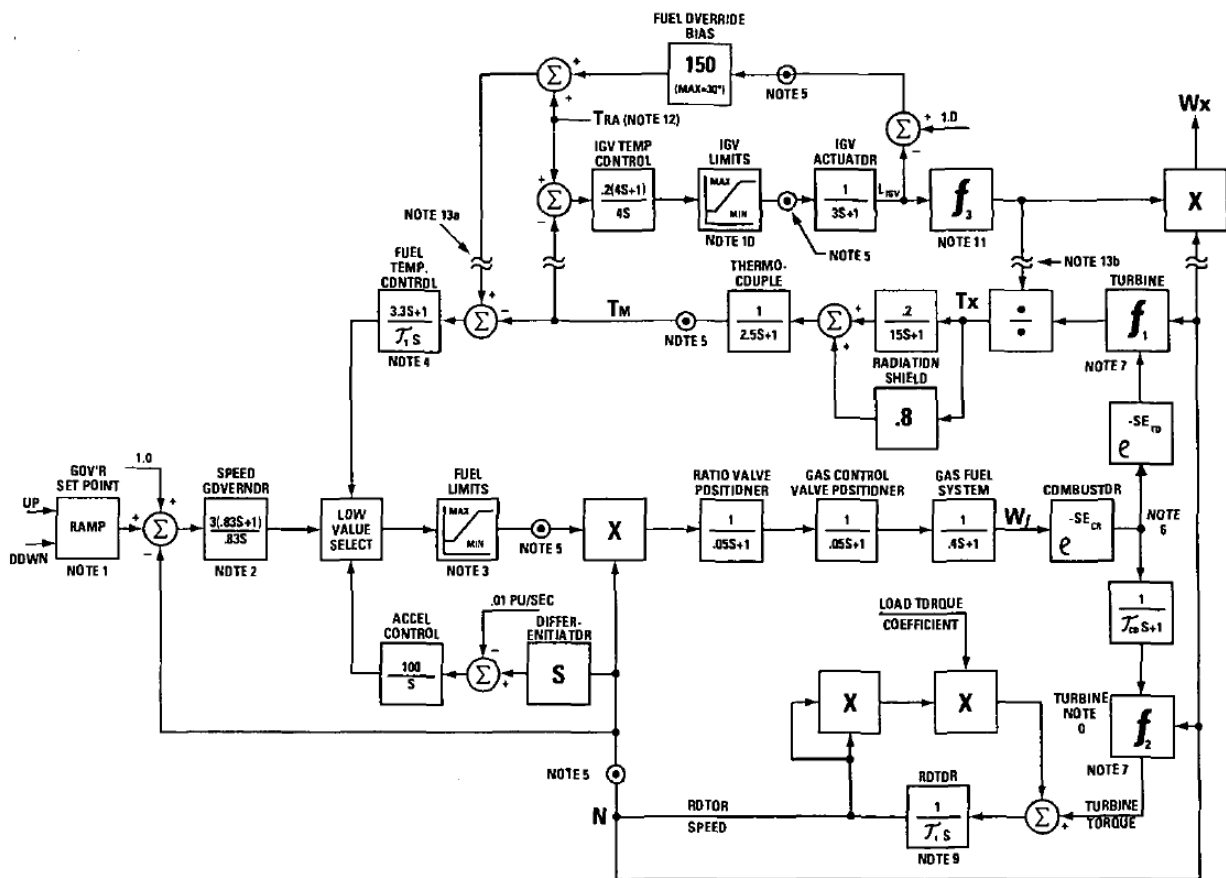
Pri nižim brojevima obrtaja, lopatice pretkola i zakola su u zatvorenom položaju i regulacija se vrši otvaranjem ventila koji ispušta vazduh u atmosferu. Na ovaj način se smanjuje stepen kompresije, spušta radna tačka i udaljava od granice pumpanja. Procedura se sprovodi prilikom startovanja jer je radno područje kompresora znatno uže nego pri višim brojevima obrtaja. Zatvaranje ventila obično počinje kada broj obrtaja pređe 50 % od nominalne vrednosti i ventili za ispuštanje vazduha u atmosferu se zatvaraju na oko 90 % projektovanog broja obrtaja [13]. Kada su ventili zatvoreni, vazduh oduzet iz kompresora se koristi samo za hlađenje protočnog dela turbine. U proceduri zaustavljanja, ventili se potpuno otvaraju i vazduh se ispušta u atmosferu.

## 4.3 Modeli sistema regulisanja

Iako u literaturi postoji veliki broj modela različite kompleksnosti, većina je samo funkcionalno objašnjena bez jednačina koje opisuju ponašanje komponenti. Jedini potpuno dostupni modeli su oni koji se koriste za predviđanje ponašanja elektroenergetskih sistema sa većim brojem jedinica za proizvodnju električne energije. Pregled postojećih modela je dat u referenci [79] i upoređena su dva najpopularnija: Rovenov (Rowen) [61, 63] i IEEE model [34]. Modeli se mogu podeliti na dva dela: sistem regulisanja sa sistemom goriva i model postrojenja. IEEE model je razvijen radi predviđanja ponašanja kombinovanih postrojenja parnih i gasnih turbina (slika 4.8). Rovenov model, koje je prikazan na slici 4.9, je široko korišćen za razvoj sistema regulisanja kod dinamičkih modela gasnih turbina [16, 23, 31, 40].



Sl. 4.8: IEEE model sistema regulisanja gasne turbine [34]



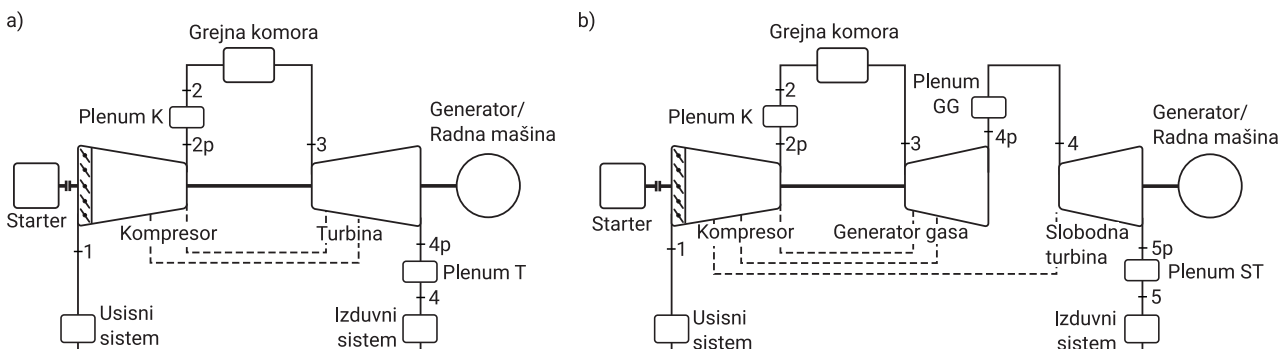
Sl. 4.9: Rovenov model sistema regulisanja gasne turbine [63]

# Glava 5

## Matematički model

Na osnovu pregleda literature i cilja istraživanja, odlučeno je da se razvija nultodimenzijanski model za simulaciju u realnom vremenu gde će radne tačke kompresora i turbine biti određene na osnovu prethodno izračunatih karakteristika. Pretpostavlja se da se uticaj tranzijentnih pojava na karakteristike kompresora i turbine mogu zanemariti, pa će biti upotrebljene stacionarne mape. Potrebne karakteristike biće određene korišćenjem softvera za dvodimenzijanski proračun strujanja aksijalnih turbomašina u meridijanskoj ravni. Uticaj različitih položaja podesivih statora biće obuhvaćen primenom više mapa kompresora. Efekti promene količine oduzetog vazduha biće uzeti u obzir pomoću razvijenog algebarskog modela. Ovakav pristup i primena naprednih numeričkih metoda treba da omogući simuliranje rada gasnih turbina sa visokom tačnošću i minimalnim vremenom izvršenja. Od modela se očekuje predviđanje kritičnog događaja pre pogoršanja performansi, kao i simuliranje sekvenci startovanja i zaustavljanja.

Apstraktni model uključuje sledeće glavne komponente: aksijalni kompresor, grejnu komoru i aksijalnu turbinu. Osnovna šema jednovratilne i dvovratilne gasne turbine je data na slici 5.1, zajedno sa stanicama označenim brojevima gde se određuju parametri. Aksijalni kompresor je opremljen sa oduzimanjima vazduha između stupnjeva i sa izlaza. Oduzeti vazduh, koji je na slici 5.1 prikazan isprekidanom linijom, se koristi za hlađenje lopatica, diskova i kućišta turbine. Kod konfiguracije sa dva vratila, turbinska sekcija se sastoji iz generatora gasa koji pogoni kompresor i slobodne turbine koja pokreće generator ili radnu mašinu. Radno stanje kompresora i turbine određeno je mapom i odgovarajućim zakonima održanja. Komponente sa zapreminom kao što su grejna komora i ostali plenumi imaju mogućnost akumulacije mase i energije. Primena zakona održanja na nestacionarni proces određuje trenutno stanje sistema i njegovo ponašanje tokom vremena. Predstavljanje ovih zapremina je koncentrisano u jednu tačku što znači da je stanje unutar elemenata jednako stanju na izlazu.



Sl. 5.1: Šema proračunskog modela gasne turbine: a) jednovratilna, b) dvovratilna

Prelazno ponašanje stvarnog kompresora ili turbine odstupa od ponašanja predviđenog pomoću mapa zbog tranzijentnih fenomena. Ono je modelirano dodavanjem plenuma na izlazu iz kompresora i turbine kako bi se simulirala njihova sposobnost za akumulaciju toplote. Akumulacija mase radnog fluida je zanemarena zbog male zapremine u poređenju sa grejnom komorom.

## 5.1 Radne mape

Kako je kvalitet radnih mapa krucijalan za tačnost simulacije, programi za njihovo izračunavanje su vrlo važni eksterni delovi celokupne metode. Ovde su primenjeni prethodno razvijeni alati za proračun strujanja [11, 54, 55, 56]. U oblasti niskih brojeva obrtaja korišćene su postojeće metode za modeliranje startovanja. Sve mape su formatirane na pogodan oblik za primenu u dinamičkom modelu.

### 5.1.1 Alati za proračun radnih karakteristika kompresora i turbina

Metod primenjen pri razvoju alata je baziran na klasičnoj teoriji meridijanskog strujanja [12, 22, 45, 78]. Pretpostavlja se osnosimetričnost čime se trodimenzijsko strujanje svodi na dvodimenzijsko. Zbog osrednjavanja strujnog polja po obimu, gubi se uvid u procese u međulopatičnim kanalima. Uticaj lopatica na fluid se modelira pomoću distribuiranih zapreminskih sila što zahteva upotrebu korelacija za gubitke i skretljivost u rešetkama turbomašina. Uvedena su i pojednostavljenja u vidu stacionarnosti i zanemarivanja razmene toplote sa okolinom.

Korelacije za gubitke i skretljivost uzimaju u obzir profilne, sekundarne i gubitke usled procepa. Pri određivanju profilnih gubitaka, pored osnovne vrednosti, postoje i popravke za uticaj izlazne ivice, Rejnoldosvog i Mahovog broja, kao i odstupanja napadnog ugla od optimalne vrednosti. U bezlopatičnom prostoru između susednih kola, modelirano je nizstrujno radijalno mešanje. Pri proračunu kompresora uzima se u obzir postojanje meridijanskih graničnih slojeva na površinama kućišta i vratila, kao i oduzimanja vazduha iz grupe stupnjeva. Taj vazduh se koristi za hlađenje elemenata turbine, što utiče na gubitke, termodinamičko stanje i sastava produkata sagorevanja.

Glavna jednačina koja se rešava je za količinu kretanja u pravcu upravnom na struju

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} = \left[ \frac{2\pi}{\dot{M}} q - \frac{\partial \psi}{\partial r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{\rho br} \right) - \frac{\partial \psi}{\partial z} \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{1}{\rho br} \right) \right] (\rho rb). \quad (5.1)$$

Strujna funkcija  $\psi$  je definisana kao

$$\frac{\partial \psi}{\partial r} = w_z \frac{2\pi}{\dot{M}} \rho rb, \quad \frac{\partial \psi}{\partial z} = -w_r \frac{2\pi}{\dot{M}} \rho rb, \quad (5.2)$$

gde je  $\dot{M}$  maseni protok a  $b$  faktor blokade, dok je veličina  $q$  funkcija geometrije, komponenti brzina i raspodele veličina stanja. Granični uslovi u korenu i na vrhu su definisani sa  $\psi = 0.0$  i  $\psi = 1.0$ , respektivno. Na osnovu modela gubitaka određuje se promena entropije, dok se model skretljivosti koristi za određivanje obimne komponente brzine.

Jednačina (5.1) se rešava metodom konačnih elemenata na fiksnoj numeričkoj mreži. Procedura rešavanja je iterativna i obavlja se u svakoj tački diskretizovanog domena do postizanja zahtevane konvergencije. Interpolacija unutar konačnog elementa se radi pomoću bikvadratnih polinoma. Kombinacijom sa jednačinama kontinuiteta, energije i stanja gasa dobijaju se kom-



ponente brzine i termodinamičke veličine stanja. Kada je poznato strujno polje, određuju se glavni parametri stupnja ali i cele mašine.

Program za proračun aksijalnih turbokompresora [11, 56] je validiran na većem broju primera dostupnih u literaturi i u industrijskoj primeni, čime je obuhvaćeno predviđanje velikog broja parcijalnih režima. Uvođenjem određenih modifikacija, alat je prilagođen i za razvoj novih kompresora [9, 10]. Program za proračun gasnih turbina sa hlađenjem lopatica je u širokoj upotrebi u industriji [54, 55, 77]. Mape kompresora i turbine su izračunate koristeći propisane rasporede oduzimanja, odnosno ubrizgavanja, od strane proizvođača opreme.

### 5.1.2 Forma mape

Mape izračunate pomoću dvodimenzijaskih alata su dobijene u osnovnoj formi: stepen kompresije  $\pi$  i stepen korisnosti  $\eta_i$  u funkciji masenog protoka radnog tela  $\dot{M}$  za više brojeva obrtaja  $n$ . U modelu su korišćenje referentne a ne korigovane veličine jer stanje na ulazu u komponentu nije uvek odgovaralo ISO referentnim uslovima. Preračunavanje na referentne veličine je urađeno na osnovu poznatih uslova na ulazu, čime je dobijen standardni oblik mapa sa referentnim masenim protokom  $\dot{M}\sqrt{\theta}/\delta$  i referentnim brojem obrtaja  $n_{\text{ref}}$ . Ove dve veličine su izračunate koristeći korekzione faktore za pritisak i temperaturu

$$\delta = p_{\text{ul}}/p_{\text{ul,mapa}} , \quad \theta = T_{\text{ul}}/T_{\text{ul,mapa}} , \quad (5.3)$$

gde su  $(p_{\text{ul}}, T_{\text{ul}})$  trenutni ulazni parametri a  $(p_{\text{ul,mapa}}, T_{\text{ul,mapa}})$  ulazni parametri sa kojima je definisana mapa.

Referentni broj obrtaja se dobija na osnovu normalizovane vrednosti  $\bar{n} = n/n_{\text{nom}}$

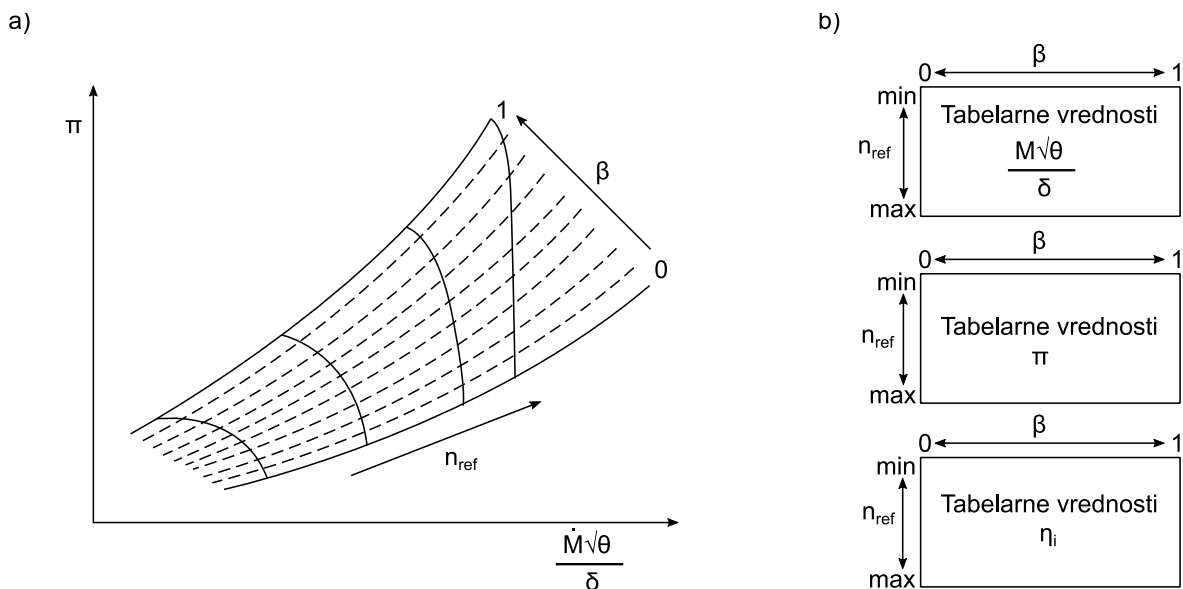
$$n_{\text{ref}} = \bar{n}/\sqrt{\theta} . \quad (5.4)$$

Kako simulirani slučajevi rada kompresora omogućuju kombinaciju broja obrtaja, pozicije podesivog pretkola i visine procepa, izračunato je više setova mapa sa fiksnom geometrijom. Sve mape su sortirane u vidu tabela gde su referentni maseni protok, stepen kompresije i stepen korisnosti dati u funkciji pomoćnih koordinata i referentnog broja obrtaja prema proceduri koja je objašnjena u poglavlju 3.2.2.2.1. Primer beta mape kompresora, formirane na osnovu podataka dobijenih na mestima preseka više beta linija i linija konstantnog broja obrtaja, kao i oblik generisanih tabela dat je na slici 5.2. Beta linije su korišćene kako bi se izbegli numerički problemi u zoni gde su linije konstantnog broja obrtaja horizontalne ili vertikalne [76]. Nije neophodno da beta linije budu kontinualne; međutim, njihovo presecanje nije dozvoljeno.

Za interpolaciju podataka, neophodno je da svaka mapa ima istu formu. Njena struktura je definisana sa tri tabele koje sadrže vrednosti: referentnog masenog protoka, stepena kompresije i stepena korisnosti. U svim mapama, mora biti isti broj vrsta sa beta koordinatama i isti broj kolona sa brojem obrtaja.

### 5.1.3 Radne karakteristike u oblasti niskog broja obrtaja

Alatima za proračun radnih karakteristika komponenti se može odrediti područje rada do određenog broja obrtaja zbog opsega korelacija za gubitke i devijaciju. U slučaju kompresora najniži broj obrtaja iznosi 50%, a kod turbine 65% od nominalnih vrednosti. Za modeliranje ponašanja

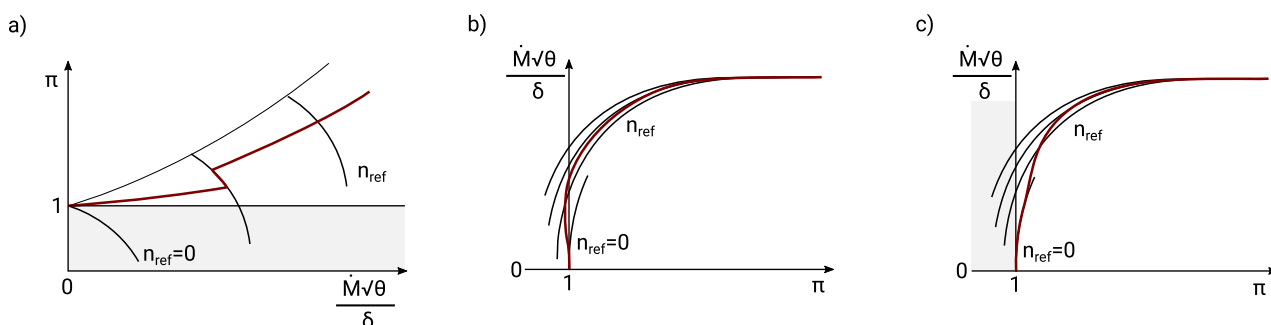


Sl. 5.2: Primer mape kompresora: a) pomoćne beta linije, b) modeli izvedenih tabela

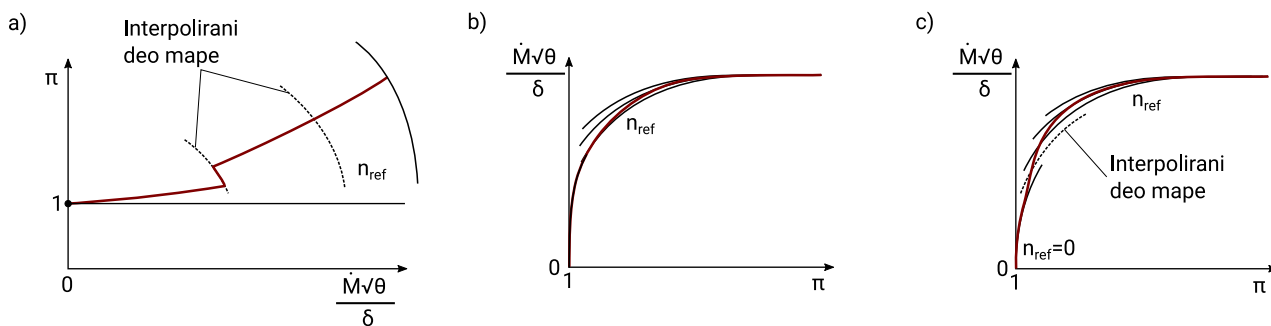
gasne turbine, u oblasti nižih brojeva obrtaja, korišćena je metoda generalizovanja i metoda ekstrapolacije radnih karakteristika koje su objašnjene u poglavlju 3.2.2.2. Primena pojedine metode zavisi od komponente i od toga da li se pokretanje vrši starterom ili samostalno.

Pre startovanja, radna tačka kompresora je definisana masenim protokom  $\dot{M}\sqrt{\theta}/\delta = 0$  i stepenom kompresije  $\pi_C = 1$  (slika 5.3-a). Povećanjem protoka kroz kompresor u stanju mirovanja dobija se radna linija označena sa  $n_{ref} = 0$  gde je stepen kompresije  $\pi_C < 1$ . Taj pad pritiska je rezultat otpora strujanju kroz kompresor. Povećanjem broja obrtaja, otpor se smanjuje i pri protocima ispod određene vrednosti ostvaruje se sabijanje. Daljim povećanjem brzine obrtanja, radno područje se nalazi u oblasti  $\pi_C > 1$ . Kada je vratilo kompresora pogonjeno starterom uvek se ostvaruje sabijanje prilikom ubrzavanja. Zbog ovakvog načina pokretanja, kompresor ne radi u području  $\pi_C < 1$  i pri proračunu startovanja nije potrebno poznavati karakteristiku u ovoj oblasti koja je označena sivom bojom na slici 5.3-a. Umesto karakteristike u stanju mirovanja potrebno je definisati samo početnu tačku sa stepenom kompresije  $\pi_C = 1$ . Ostale tačke se određuju interpolacijom između ove tačke i prve izračunate linije sa konstantnim brojem obrtaja, kao što je prikazano na slici 5.4-a.

Rotor generatora gasa je spojen sa rotorom kompresora i pokreće se pomoću startera. Mapa generatora gasa i radna linija su predstavljene na slici 5.3-b. Početna radna tačka je definisana protokom  $\dot{M}\sqrt{\theta}/\delta = 0$  i stepenom ekspanzije  $\pi_T = 1$ . Pošto je turbina pogonjena starterom dolazi do procesa kompresije i stepen ekspanzije je  $\pi_T < 1$ . Analizom eksperimentalnih rezultata



Sl. 5.3: Startne radne mape: a) kompresor, b) generator gasa, c) slobodna turbina



Sl. 5.4: Pojednostavljene startne mape: a) kompresor, b) generator gasa, c) slobodna turbina

je utvrđeno da je promena pritiska izuzetno mala i da se može zanemariti. Zato je primenjena metoda generalizovanja mape turbine, čime je dobijena radna linija u području niskog broja obrtaja, odnosno maseni protok je funkcija samo stepena ekspanzije (slika 5.4-b).

Slobodna turbina takođe započinje rad iz analogne tačke (slika 5.3-c). Međutim, povećanjem broja obrtaja kompresora, povećava se protok kroz turbinu ali on ne dovodi u startu do obrtanja zbog otpora u ležajevima. Povećanjem masenog protoka gasa raste pad pritiska koji rezultuje porastom pritiska ispred turbine sa obzirom da je izlazni pritisak konstantan. U jednom trenutku je sila na lopaticama dovoljno velika da se pokrene slobodna turbina. Pošto nije eksterno pogonjena, ova turbina uvek radi sa  $\pi_T > 1$  čime se eliminiše potreba za poznavanjem radnih tačaka u području kompresije. Zbog postojanja protoka kada turbina miruje, ne može se primeniti isti pristup kao kod mape generatora gasa. Ovde je dodata linija za  $n_{ref} = 0$  koja je izračunata koristeći aproksimaciju turbine u stanju mirovanja kanalom u kome je pad pritiska funkcija masenog protoka. Radne tačke u području niskog broja obrtaja se određuju interpolacijom između karakteristike za  $n_{ref} = 0$  i prve izračunate linije.

## 5.2 Osobine radnog tela

Termodinamičke veličine stanja vazduha i produkata sagorevanja određene su koristeći model Bera i Diderihsen (Baehr, Diederichsen) [7]. Gas se posmatra kao poluidealni, za koji važi jednačina stanja idealnog gasa:

$$pv = RT, \quad (5.5)$$

dok je specifični toplotni kapacitet funkcija temperature  $c_p = c_p(T)$  i u obliku reda

$$c_p = \sum_{i=0}^{n-1} a_i T^{i-k}, \quad (5.6)$$

gde su  $a_i$  koeficijenti polinoma kojih ukupno ima  $n$ , dok je  $k$  broj negativnih eksponenata. Koristeći 1. i 2. zakon termodinamike, jednačinu stanja gasa i definiciju specifičnog toplotnog kapaciteta, izvode se izrazi za određivanje entalpije i entropije:

$$h = h_{ref} + \int_{T_{ref}}^T c_p(T) dT, \quad s = s_{ref} + \int_{T_{ref}}^T \frac{c_p(T)}{T} dT - R \ln \frac{p}{p_{ref}}. \quad (5.7)$$

Indeksom ref je označeno referentno stanje.

Radno telo je posmatrano kao smeša poluidealnih gasova od kojih svaki gas ima određenu

molarnu masu  $M_i$ , gasnu konstantu  $R_i$ , specifični toplotni kapacitet  $c_{p,i}(T)$  i referentnu entropiju  $s_{\text{ref},i}$ . Poznavajući maseni udeo svake komponente u smeši  $g_i$ , mogu se definisati prethodno navedena svojstva smeše:

$$M = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{g_i}{M_i}}, \quad c_p = \sum_{i=1}^n g_i c_{p,i}, \quad R = \sum_{i=1}^n g_i R_i, \quad s_{\text{ref}} = \sum_{i=1}^n g_i (s_{\text{ref},i} - R_i \ln r_i) \quad (5.8)$$

gde je  $n$  broj komponenata smeše, a  $r_i$  zapreminski udeo komponente u smeši

$$r_i = g_i \frac{M_i}{M}. \quad (5.9)$$

Sagorevanjem dolazi do reakcije između kiseonika  $O_2$  iz vazduha i sagorivih elemenata  $C$ ,  $H_2$ ,  $S$  pri čemu se potpunim sagorevanjem dobijaju  $CO_2$ ,  $H_2O$  i  $SO_2$  uz oslobađanje energije. U produktima sagorevanja se nalazi i višak vazduha. Pri visokim temperaturama može doći i do formiranja azotnih oksida  $NO_x$ , ali oni u modelu nisu uzeti u obzir.

Posmatrano radno telo čini smeša 9 gasova:  $Ar$ ,  $Ne$ ,  $N_2$ ,  $O_2$ ,  $CO$ ,  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $SO_2$  i  $N_2^*$ , gde  $N_2^*$  predstavlja smešu koja se dobija uklanjanjem kiseonika iz vazduha, dok je  $N_2$  azot iz goriva. Specifični toplotni kapacitet, entalpija i entropija svake komponente smeše određuju se pomoću polinoma sa 12 članova gde se eksponenti kreću od -5 do 6. Za referentno stanje je usvojena temperatura od 0 °C i pritisak od 1 bar. Referentna entalpija iznosi 0 kJ/kg dok entropija zavisi od vrste gasa. Model je validan u temperaturnom opsegu:  $200 \text{ K} < T \leq 2500 \text{ K}$ . Tačnost ovih relacija je dokazana u [15] upoređujući primenjeni model sa ostalim često korišćenim modelima. Procentualno odstupanje toplotnog kapaciteta pri konstantnom pritisku je, prema [18], skoro zanemarljivo za temperature niže od 1500 K. Ova devijacija je manja od 0.05% na 1500 K a oko 0.07% na 1800 K.

Veličine stanja vazduha se određuju na osnovu odlika njegovih komponenti, dok se u slučaju produkata sagorevanja razlikuje stehiometrijska smeša i stvarna smeša sa viškom vazduha. Karakteristike stehiometrijske smeše se određuju na osnovu poznatog sastava goriva i njihova količina po 1 kg goriva iznosi:

$$m_{\text{ps},s} = \frac{1}{b} + 1, \quad (5.10)$$

gde je  $b$  količina goriva koja se može stehiometrijski sagoreti sa 1 kg vazduha. Veličina  $b$  zavisi od sastava goriva i izračunava se stehiometrijskim jednačinama sagorevanja.

Stvarna količina produkata sagorevanja je veća od stehiometrijske za koeficijent viška vazduha  $\lambda$ :

$$m_{\text{ps}} = m_v + 1 = \frac{\lambda}{b} + 1. \quad (5.11)$$

Ako se za odnos  $m_{\text{ps},s}$  i  $m_{\text{ps}}$  uvede nova veličina

$$x = \frac{m_{\text{ps},s}}{m_{\text{ps}}} = \frac{1+b}{\lambda+b}, \quad (5.12)$$

odnos količina produkata sagorevanja i vazduha se može definisati kao

$$\frac{m_{\text{ps}}}{m_v} = 1 + \frac{bx}{1+b(1-x)}. \quad (5.13)$$

Odnos količina  $m_{\text{ps}}/m_{\text{v}}$  je jednak odnosu protoka  $\dot{M}_{\text{ps}}/\dot{M}_{\text{v}}$ :

$$\frac{m_{\text{ps}}}{m_{\text{v}}} = \frac{\dot{M}_{\text{ps}}}{\dot{M}_{\text{v}}} = \frac{\dot{M}_{\text{v}} + \dot{M}_{\text{g}}}{\dot{M}_{\text{v}}} = 1 + \frac{\dot{M}_{\text{g}}}{\dot{M}_{\text{v}}}. \quad (5.14)$$

Iz izraza (5.13) i (5.14) se dobija zavisnost između odnosa masenih protoka goriva i vazduha  $\beta$  i parametara  $b$  i  $x$ :

$$\beta = \frac{\dot{M}_{\text{g}}}{\dot{M}_{\text{v}}} = \frac{bx}{1 + b(1 - x)}. \quad (5.15)$$

Kada se, po 1 kg vazduha, dovede  $\beta$  goriva poznatog sastava, udeo stehiometrijskih produkata sagorevanja u ukupnim je  $x$  dok ostatak čini višak vazduha. Za poznate karakteristike komponenata i njihove udele određuju se veličine stanja smeše.

### 5.3 Uisni i izduvni sistem

Pad pritiska  $\Delta p$  u nekom kanalu usled trenja se može odrediti koristeći Darsijevu formulu:

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \lambda \frac{L}{D_{\text{h}}} \frac{v^2}{2}, \quad (5.16)$$

gde je  $\lambda$  koeficijent trenja,  $L$  dužina kanala,  $D_{\text{h}}$  hidraulički prečnik,  $\rho$  gustina fluida a  $v$  njegova brzina. U opštem slučaju,  $\lambda$  zavisi od Rejnoldsovog broja  $Re$  i relativne hrapavosti cevi  $k$ . Pri potpuno razvijenom turbulentnom strujanju koeficijent trenja ima približno konstantnu vrednost za nepromenjeno  $k$ . Uvođenjem relacija za maseni protok i idealni gas:

$$\dot{M} = \rho v A \quad \Rightarrow \quad v = \frac{\dot{M}}{\rho A}, \quad (5.17)$$

$$p = \rho RT \quad \Rightarrow \quad \rho = \frac{p}{RT}, \quad (5.18)$$

jednačina (5.16) se može transformisati u novi oblik

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \lambda \frac{L}{D_{\text{h}}} \frac{1}{2} \frac{\dot{M}^2}{\rho^2 A^2}, \quad (5.19)$$

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{D_{\text{h}}} \frac{1}{2} \frac{\dot{M}^2}{\rho A^2} = \lambda \frac{L}{D_{\text{h}}} \frac{1}{2 A^2} \frac{RT \dot{M}^2}{p}. \quad (5.20)$$

Deljenjem jednačine (5.20) ulaznim pritiskom  $p$ , dobija se izraz za relativni pad pritiska  $\epsilon$ :

$$\epsilon = \frac{\Delta p}{p} = \lambda \frac{L}{D_{\text{h}}} \frac{1}{2 A^2} \left( \frac{\dot{M} \sqrt{RT}}{p} \right)^2. \quad (5.21)$$

Pošto se veličine  $\lambda$ ,  $L$ ,  $D_{\text{h}}$ ,  $A$  ne menjaju od režima do režima, može se uspostaviti veza između dva režima, npr. proizvoljnog i nominalnog:

$$\epsilon = \frac{(\dot{M} \sqrt{TR}/p)^2}{(\dot{M} \sqrt{TR}/p)_{\text{nom}}^2} \epsilon_{\text{nom}}. \quad (5.22)$$

Kako u usisnom i izduvnom sistemu, pored gubitaka usled trenja postoje i lokalni gubici, primenjen je pojednostavljeni pristup koji se ogleda u definisanju relativnog pada pritiska na nominalnom režimu  $\epsilon_{\text{nom}}$  kao ulaznog parametra i izračunavanju  $\epsilon$  na parcijalnim režimima pomoću jednačine (5.22). Prema [26], vrednosti  $\epsilon_{\text{nom}}$  za usisni sistem iznosi 0.8% a za izduvni sistem 0.6%.

## 5.4 Kompresor

Prvi korak pri određivanju radne tačke kompresora je definisanje termodinamičkog stanja na ulazu (stanje 1) na osnovu ambijentalnih uslova ( $p_{\text{amb}}, T_{\text{amb}}$ ) i relativnog pada pritiska u usisnom sistemu  $\epsilon_{\text{US}}$ :

$$\left. \begin{aligned} p_1 &= p_{\text{amb}} (1 - \epsilon_{\text{US}}) \\ T_1 &= T_{\text{amb}} \end{aligned} \right\} \implies h_1, s_1, \rho_1 . \quad (5.23)$$

Mape kompresora su grupisane prema visini procepa, npr. 3 grupe: minimalni, nominalni i maksimalni procepi. Iako se visina procepa menja od kola do kola, u modelu se prati samo jedna, reprezentativna vrednost. Ona obično odgovara merenoj visini procepa u nekom radnom kolu. Pri određivanju mapa sa povećanim, odnosno smanjenim procepima, vrednosti u svakom kolu su proporcionalno promenjene u odnosu na nominalne vrednosti.

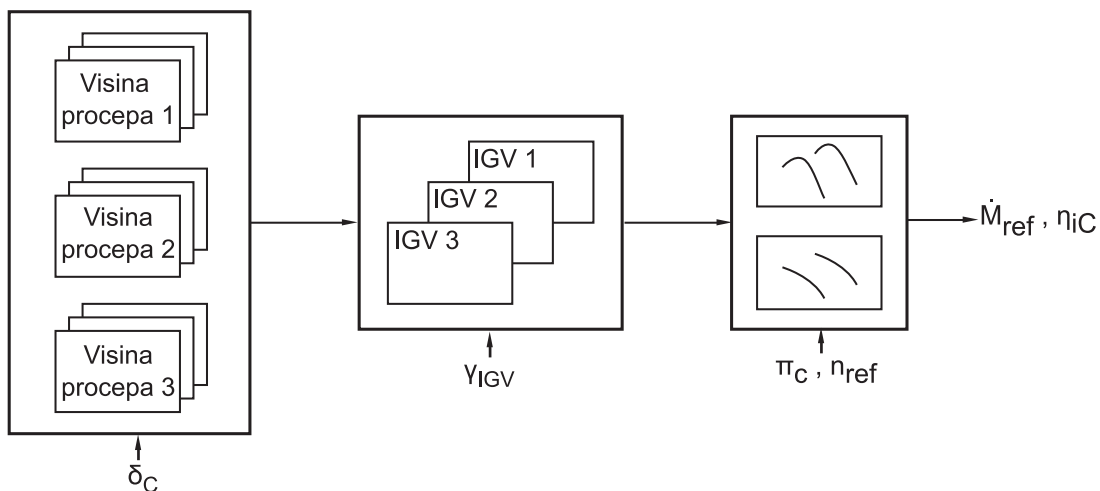
Procedura interpolacije mapa je šematski prikazana na slici 5.5. Prvo, za definisanu visinu procepa  $\delta_C$ , formira se serija mapa interpolacijom između grupa. Onda, na osnovu definisanog ugla  $\gamma$ , dobija se jedinstvena mapa. Na kraju, za referentni broj obrtaja  $n_{\text{ref}}$  i stepen kompresije  $\pi$ , određuju se referentni maseni protok  $\dot{M}_{1,\text{ref}}$  i unutrašnji stepen korisnosti  $\eta_{i,C}$ :

$$\dot{M}_{1,\text{ref}} = f_1(\delta_C, \gamma, \pi_C, n_{\text{ref}}) , \quad (5.24)$$

$$\eta_{i,C} = f_2(\delta_C, \gamma, \pi_C, n_{\text{ref}}) . \quad (5.25)$$

Iz definicije referentnog masenog protoka  $\dot{M}_{1,\text{ref}}$  se dobija stvarni maseni protok na ulazu

$$\dot{M}_1 = \dot{M}_{1,\text{ref}} \frac{\delta}{\sqrt{\theta}} . \quad (5.26)$$



Sl. 5.5: Procedura interpolacije između mapa

Stvarno stacionarno stanje na izlazu ( $2p$ ) je određeno na osnovu idealnog stanja ( $2p, s$ ) i unutrašnjeg stepena korisnosti  $\eta_{iC}$ :

$$\left. \begin{aligned} h_{2p} &= h_1 + (h_{2p,s} - h_1)/\eta_{iC} \\ p_{2p} &= \pi_C \cdot p_1 \end{aligned} \right\} \implies T_{2p}, s_{2p}, \rho_{2p}. \quad (5.27)$$

U plenumu kompresora, maseni protok i pritisak su jednaki vrednostima u stanju  $2p$ :

$$\dot{M}_2 = \dot{M}_{2p}, \quad p_2 = p_{2p}. \quad (5.28)$$

Deo termičke energije gasova se akumulira u konstruktivnim elementima kompresora mase  $M_{m,C}$ , specifičnog toplotnog kapaciteta metala  $c_{m,C}$ . Toplota se razmenjuje preko površine  $A_C$  pri čemu je koeficijent prelaženja toplote  $h_C$ . Proces razmene toplote je modeliran sa pretpostavkom da se temperature metala kućišta i rotora menjaju sa istim gradijentima od ulaza ka izlazu. Obične diferencijalne jednačine za određivanje promene temperature metala kompresora na izlazu

- kućišta:

$$\frac{dT_{mk,C}}{dt} = \frac{h_C \cdot A_{k,C}}{M_{mk,C} \cdot c_{mk,C}} (\alpha_k \cdot T_2 - T_{mk,C}) = \frac{1}{\tau_{k,C}} (\alpha_k \cdot T_2 - T_{mk,C}), \quad (5.29)$$

- rotora:

$$\frac{dT_{mr,C}}{dt} = \frac{h_C \cdot A_{r,C}}{M_{mr,C} \cdot c_{mr,C}} (\alpha_r \cdot T_2 - T_{mr,C}) = \frac{1}{\tau_{r,C}} (\alpha_r \cdot T_2 - T_{mr,C}), \quad (5.30)$$

su pojednostavljene uvođenjem termičkih vremenskih konstanti  $\tau_{k,C}$  i  $\tau_{r,C}$ . Koeficijenti  $\alpha_k$  i  $\alpha_r$  su uvedeni kako bi se obuhvatilo postojanje temperaturne razlike između gasova i metala pri stacionarnim režimima rada.

Sa smanjenjem masenog protoka fluida, vrednosti za  $\tau$  rastu i one se izračunavaju koristeći pristup iz [53]:

$$\frac{1}{\tau_{k,C}} = \frac{1}{\tau_{k,C}^{\text{nom}}} \left[ \max \left( 0.01, \frac{\dot{M}_1}{\dot{M}_{1,\text{nom}}} \right) \right]^a \left( \frac{T_2}{T_{2,\text{nom}}} \right)^b, \quad (5.31)$$

$$\frac{1}{\tau_{r,C}} = \frac{1}{\tau_{r,C}^{\text{nom}}} \left[ \max \left( 0.01, \frac{\dot{M}_1}{\dot{M}_{1,\text{nom}}} \right) \right]^a \left( \frac{T_2}{T_{2,\text{nom}}} \right)^b, \quad (5.32)$$

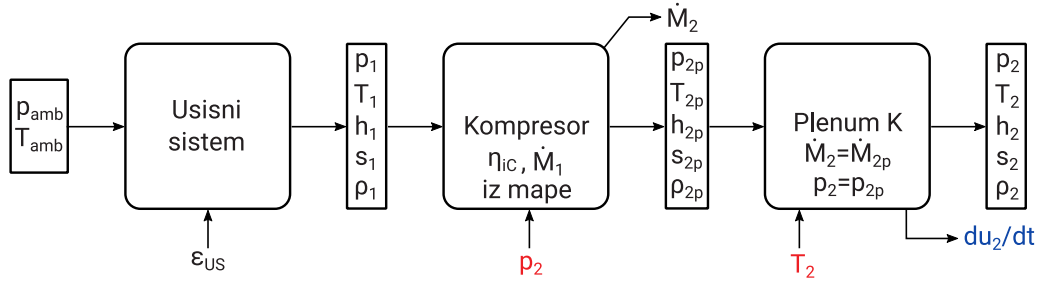
gde su  $\tau_{k,C}^{\text{nom}}$  i  $\tau_{r,C}^{\text{nom}}$  vrednosti koje odgovaraju nominalnom radnom režimu. Minimalni maseni protok vazduha je ograničen na 1% zbog prirodne promaje vazduha kroz mašinu kada miruje.

Toplotni fluks između gasa i površine metala kućišta je jednak

$$\dot{Q}_{mk,C} = M_{mk,C} \cdot c_{mC} \frac{dT_{mk,C}}{dt}, \quad (5.33)$$

dok je toplotni fluks između gasa i površine rotora jednak

$$\dot{Q}_{mr,C} = M_{mr,C} \cdot c_{mC} \frac{dT_{mr,C}}{dt}. \quad (5.34)$$



Sl. 5.6: Algoritam proračuna glavnog toka unutar modela kompresora

Promena unutrašnje energije gasa unutar plenuma  $u_2$  se određuje na osnovu prvog zakona termodinamike:

$$\frac{du_2}{dt} = \frac{1}{V_{p,C} \cdot \rho_2} \left[ \left( \dot{M}_{2p} h_{2p} - \dot{M}_2 h_2 \right) - \dot{Q}_{mk,C} - \dot{Q}_{mr,C} \right], \quad (5.35)$$

gde je  $V_{p,C}$  zapremina plenuma i  $\rho_2$  gustina vazduha unutar plenuma, pri čemu je uvedena pretpostavka da su veličine unutar plenuma jednake veličinama na izlazu. Rešavanjem diferencijalne jednačine (5.35) i korišćenjem veze unutrašnje energije i entalpije

$$u_2 = h_2 - \frac{p_2}{\rho_2} = h_2 + RT_2, \quad (5.36)$$

određuje se stanje na izlazu iz plenuma. Pošto u jednačini (5.36) nije poznato ni  $h_2$  ni  $T_2$ , ove veličine se izračunavaju iterativno uz relaciju za veličine stanje  $h_2 = f(T_2)$ .

Na slici 5.6 je prikazan redosled određivanja veličina stanja pojedinih komponenti. Crvenom bojom su označene veličine koje se dobijaju rešavanjem diferencijalnih jednačina dok je plavom bojom prikazana promena unutrašnje energije na izlazu iz kompresora.

### 5.4.1 Stanje vazduha na mestima oduzimanja

Za određivanje stanja vazduha na mestima oduzimanja iz kompresora, linija kompresije je linearizovana u  $h, s$  dijagramu između ulaznog stanja 1 i izlaznog stanja 2. Zbog nedovoljno podataka, uzeta je aproksimacija konstantnog stepena korisnosti i porasta entalpije u svakom stupnju, pa su stanja na izlazu određena kao

$$\left. \begin{aligned} h_{C,i} &= h_1 + (h_2 - h_1) \cdot z_{C,i}/z_{C,tot} \\ h_{Cs,i} &= h_{C,i-1} + \eta_{iS} (h_{C,i} - h_{C,i-1}) \\ s_{Cs,i} &= s_{C,i-1} \end{aligned} \right\} \implies p_{C,i}, T_{C,i}, s_{C,i}, \quad (5.37)$$

gde je  $z_{C,i}$  redni broj stupnja i  $z_{C,tot}$  ukupan broj stupnjeva. Za određivanje stepena korisnosti stupnja  $\eta_{iS}$  primenjen je novi pristup, gde se on određuje iterativno tako da se dobije razlika entropije na izlazu  $\Delta s_C = s_{C,z} - s_2$  manja od zadate granične vrednosti ( $\Delta s_C = 0.5 \text{ J/kgK}$ ). Stepen korisnosti se računa na osnovu izraza:

$$\eta_{iS} = \eta_{iS}^{staro} (1.0 + K_\eta \cdot \Delta s_C), \quad (5.38)$$

gde je  $K_\eta$  koeficijent proporcionalnosti i njegova vrednost je ručno optimizovana i iznosi 0.001. Kako bi se smanjio broj iteracija, kao početna, koristi se vrednost iz prethodnog vremenskog koraka. Pošto su potrebne samo veličine na mestima oduzimanja, one se izdvajaju i prosleđuju u glavni program.



## 5.4.2 Promena količine oduzimanja vazduha

Kada se normalizovano oduzimanje  $\mu_i = m_{o,i}/m$  razlikuje od vrednosti sa kojim je određena mapa, stanje se koriguje. Ovo je urađeno pomoću protočne karakteristike grupe stupnjeva  $C_{C,i}$  između oduzimanja  $i$  i  $i + 1$

$$C_{C,i} = \dot{M}_{i,\text{mapa}} \frac{\sqrt{T_{o,i}}}{p_{o,i}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_{o,i}}{p_{o,i+1}}\right)^2} . \quad (5.39)$$

Protočne karakteristike grupa stupnjeva se određuju za oduzimanja sa kojima je mapa izračunata i odgovarajućeg masenog protoka na ulazu, zajedno sa prethodno određenim parametrima  $p_{o,i}$  i  $T_{o,i}$ .

Uticaj promene oduzimanja na celokupni stepen kompresije  $\pi_C$  se određuje indirektno, preko korekcije ulaznog masenog protoka  $\dot{M}$ . Koristeći protočnu karakteristiku  $C_{C,i}$  i vrednosti masenog protoka  $\dot{M}_i$  povezanih sa trenutnim oduzimanjima  $\mu_i$ , vrednosti pritiska  $p_{o,i}$  se rekurzivno izračunavaju:

$$p_{o,i+1} = p_{o,i} / \left(1 - \frac{C_{C,i}^2 p_{o,i}^2}{\dot{M}_i^2 T_{o,i}}\right) . \quad (5.40)$$

Dodatno preračunavanje linije kompresije primenom prethodno određenih stepena korisnosti svake grupe stupnjeva  $\eta_{iGS,i}$  se sprovodi radi dobijanja novih vrednosti  $T_{o,i}$ . Procedura je iterativna i početne vrednosti temperatura  $T_{o,i}$  i pritiska  $p_{o,i}$  su uzete iz proračuna kompresora sa inicijalnim oduzimanjima.

U slučaju dva oduzimanja iz grupe stupnjeva, kompresor se deli u tri grupe stupnjeva i pritisak  $p_{o,i}$  se menja zbog promene masenog protoka kroz grupe stupnjeva  $\dot{M}_i$ . Ako se oduzimanje  $i + 1$  poveća, stepen kompresije u prethodnoj grupi  $p_{o,i}/p_{o,i+1}$  se smanjuje, ali se povećava pritisak u narednoj grupi stupnjeva  $p_{o,i+1}/p_{o,i+2}$ . Kako bi se postigao identičan stepen kompresije  $p_2/p_1$ , ulazni maseni protok  $\dot{M}_1$  se menja prema jednačini

$$\dot{M}_1 = \frac{C_{C,0} \cdot p_1}{\sqrt{T_1}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^2 \left(K + \frac{C_{C,1}^2 p_2}{\dot{M}_1^2 (1 - \mu_1)^2 T_{o,1}}\right)} , \quad (5.41)$$

gde je  $C_{C,0}$  protočna karakteristika prve grupe stupnjeva pre oduzimanja. Koeficijent  $K$  je jednak

$$K = 1 + \left(\frac{C_{C,2} p_2}{\dot{M}_1 (1 - \mu_1 - \mu_2) \sqrt{T_{o,2}}}\right)^2 . \quad (5.42)$$

Ovaj model ima važnu ulogu pri startovanju turbine kada su ventili za ispuštanje vazduha u atmosferu otvoreni. U programu se normalizovan protok vazduha na svakom oduzimanju definiše u funkciji od relativnog broja obrtaja.

## 5.4.3 Promena visine procepa

Tokom prelaznih režima, promena temperature metala izaziva radijalno izduženje rotora  $r$  i kućišta  $k$ . Kao posledica, javlja se promena procepa  $\delta_C^{\text{th}}$  koja se može odrediti jednačinom:

$$\frac{d\delta_C^{\text{th}}}{dt} = K_{\text{pr,C}} \left( \frac{dT_{\text{mk,C}}}{dt} - \frac{dT_{\text{mr,C}}}{dt} \right) . \quad (5.43)$$

Koeficijent  $K_{\text{pr,C}}$  predstavlja relaciju između promene temperature metala i promene procepa. Ista vrednost za  $K_{\text{pr,C}}$  se koristi i za kućište i za rotor. Međutim, efekat promene temperature može biti drugačiji.

Pored termičkog uticaja, procep se menja sa promenom broja obrtaja usled centrifugalne sile. Kako je centrifugalna sila proporcionalna kvadratu brzine, promena se može odrediti kao

$$\Delta\delta_C^{\text{cen}} = K_{c1} \frac{n}{n_{\text{nom}}} + K_{c2} \left( \frac{n}{n_{\text{nom}}} \right)^2 . \quad (5.44)$$

Koeficijenti  $K_{c1}$  i  $K_{c2}$  su dobijeni iz eksperimentalnih podataka.

Rezultujuća vrednost procepa je

$$\delta_C = \delta_{C,\text{inic}} + \Delta\delta_C^{\text{cen}} + \Delta\delta_C^{\text{th}} , \quad (5.45)$$

gde je  $\delta_{C,\text{inic}}$  vrednost procepa u stanju mirovanja.

## 5.5 Grejna komora

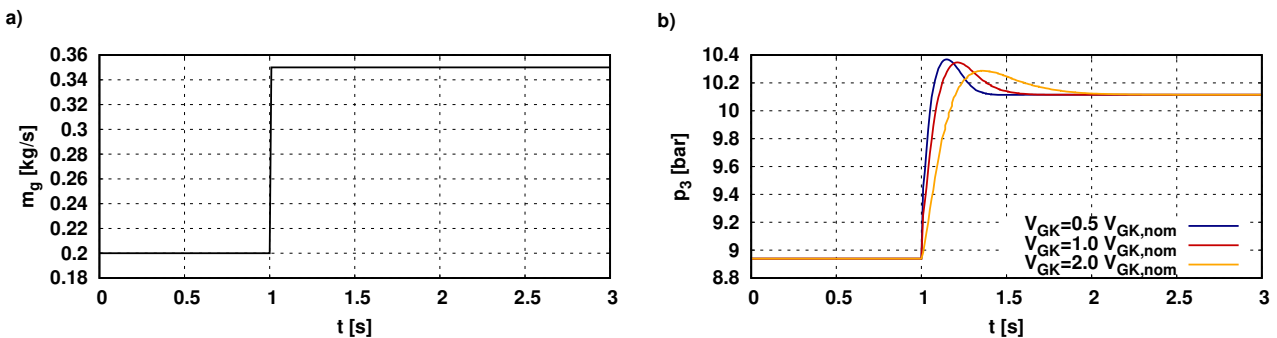
Kako zapremina grejne komore mora biti dovoljno velika da bi se obezbedilo stabilno sagorevanje pri svim radnim uslovima, akumulacija mase i energije unutar ove komponente se mora uzeti u obzir. Razlika temperatura između konstruktivnih elemenata i produkata sagorevanja može biti nekoliko stotina stepeni, posebno pri startovanju. Ova razlika dovodi do promena svojstava gasa što prati i akumulaciju mase. Promena unutrašnje energije  $u_3$  i pritiska  $p_3$  na izlazu iz grejne komore (slika 5.1) se određuje kao:

$$\frac{du_3}{dt} = \frac{1}{M_{\text{GK}}} \left[ \left( \dot{M}_2 h_2 + \dot{M}_g \eta_{\text{GK}} H_d - \dot{M}_3 h_3 \right) - \dot{Q}_m + u_3 \left( \dot{M}_2 + \dot{M}_g - \dot{M}_3 \right) \right] , \quad (5.46)$$

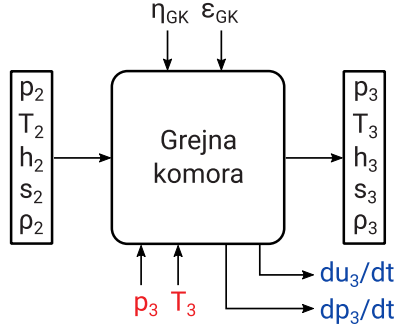
$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{R_3 T_3}{V_{\text{GK}}} \left( \dot{M}_2 + \dot{M}_g - \dot{M}_3 \right) + p_3 T_3 \frac{dT_3}{dt} , \quad (5.47)$$

gde je  $M_{\text{GK}}$  masa gasa unutar grejne komore zapremine  $V_{\text{GK}}$ ,  $\eta_{\text{GK}}$  je stepen korisnosti grejne komore,  $H_d$  donja toplotna moć goriva i  $\dot{M}_g$  maseni protok goriva. Toplotni fluks  $\dot{Q}_m$  se računa na isti način kao i u slučaju plenuma, prema jednačini (5.34).

Uticaj zapremine grejne komore  $V_{\text{GK}}$  na pritisak na izlazu  $p_3$  pri odskočnoj promeni masenog protoka je prikazan na slici 5.7. Ukoliko se zapremina smanji za 50% u odnosu na nominalnu



Sl. 5.7: Uticaj zapremine grejne komore: a) maseni protok goriva, b) pritisak na izlazu iz grejne komore



Sl. 5.8: Model grejne komore

vrednost dolazi do većeg porasta pritiska ali prelazna faza kraće traje. Povećanjem zapremine pritisak sporije raste zbog veće akumulacije, a dostignuta maksimalna vrednost je niža.

Na slici 5.8 je prikazan algoritam proračuna grejne komore sa veličinama koje ulaze i izlaze iz modela. Termodinamičko stanje gasa u narednom trenutku se određuje pomoću jednačina (5.46) i (5.47) i korelacija za određivanje veličina stanja produkata sagorevanja. Pad pritiska se modelira lokalnim otporom  $\epsilon_{GK}$  ispred grejne komore koji posredno određuje pritisak na izlazu iz kompresora:

$$p_{2p} = \frac{p_3}{1 - \epsilon_{GK}} . \quad (5.48)$$

Relativni pad pritiska u nominalnoj radnoj tački  $\epsilon_{GK,nom}$  se kreće u opsegu od 2 do 8% [14] dok se na parcijalnim režimima izračunava pomoću jednačine (5.22).

## 5.6 Turbina

Model turbine je sličan modelu kompresora. Za određivanje stacionarne radne tačke se koristi mapa, a odstupanje pri prelaznom procesu simulira postavljanje plenuma na izlazu. Međutim, razlika postoji u definisanju stepena korisnosti zbog hlađenja lopatica. Proces ekspanzije se dešava paralelno sa mešanjem rashladnog vazduha i glavne struje što dovodi do smanjenja specifične entropije radnog tela. Sa druge strane, strujni gubici koji nastaju u turbini povećavaju entropiju. U zavisnosti od njihovog odnosa, proces u  $h, s$  dijagramu, može teći i u levo i u desno, pa klasična definicija stepena korisnosti nije primenljiva. Zbog toga se uvodi ekvivalentno stanje na ulazu 3ekv [32] (slika 5.9). Kada se celokupna energija rashladnog vazduha  $\sum_{i=1}^k \dot{M}_{rv,i} h_{rv,i}$  pomeša sa glavnom strujom stanja 3, kao što je prikazano na slici 5.9-a, dobija se ekvivalentno stanje:

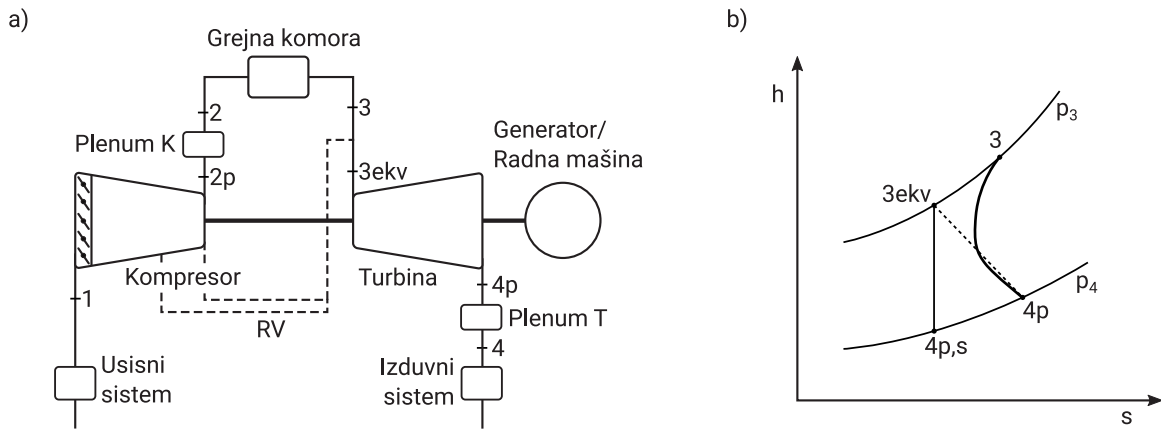
$$\dot{M}_3 h_3 + \sum_{i=1}^k \dot{M}_{rv,i} h_{rv,i} = h_3^{ekv} \left( \dot{M}_3 + \sum_{i=1}^k \dot{M}_{rv,i} \right) , \quad (5.49)$$

odakle se određuje ekvivalentna entalpija:

$$h_3^{ekv} = \frac{\dot{M}_3 h_3 + \sum_{i=1}^k \dot{M}_{rv,i} h_{rv,i}}{\dot{M}_3 + \sum_{i=1}^k \dot{M}_{rv,i}} . \quad (5.50)$$

Stanja rashladnog vazduha na mestima ubrizgavanja odgovaraju stanjima na mestima oduzimanja iz kompresora:

$$\dot{M}_{rv,i} = \dot{M}_{o,i} , \quad h_{rv,i} = h_{o,i} . \quad (5.51)$$



Sl. 5.9: Ekvivalentno stanje na ulazu u turbinu: a) šema mešanja rashladnog vazduha i produkata sagorevanja, b) proces ekspanzije u  $h, s$  dijagramu

Stacionarno stanje radnog tela na izlazu iz turbine se određuje na osnovu ulaznog stanja, stepena korisnosti  $\eta_T$  i relativnog pada pritiska u izduvnom sistemu  $\epsilon_{IS}$ :

$$\left. \begin{aligned} h_{4p} &= h_3^{ekv} - \eta_T(h_3^{ekv} - h_{4p,s}) \\ p_{4p} &= p_{amb} (1 + \epsilon_{IS}) \end{aligned} \right\} \implies T_{4p}, s_{4p}, \rho_{4p}. \quad (5.52)$$

Stvarno stanje na izlazu iz turbine se dobija rešavanjem diferencijalne jednačine:

$$\frac{du_4}{dt} = \frac{1}{V_{pT} \cdot \rho_4} \left[ (\dot{M}_{4p} h_{4p} - \dot{M}_4 h_4) - \dot{Q}_{mk,T} - \dot{Q}_{mr,T} \right]. \quad (5.53)$$

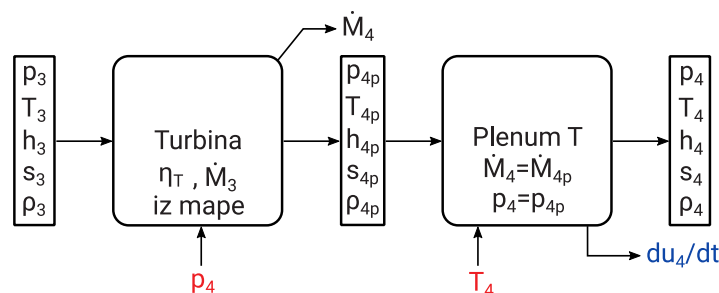
Algoritam određivanja veličina stanja produkata sagorevanja i masenih protoka u turbini je prikazan na slici 5.10.

## 5.7 Dinamika obrtnih masa

Promena broja obrtaja rotora  $dn/dt$  zavisi od bilansa snage, trenutnog broja obrtaja  $n$  i od momenta inercije svih pokretnih elemenata  $J$ . Ova promena se određuje na osnovu zakona održanja mehaničke energije:

$$\frac{dn}{dt} = \frac{P_T - P_C - P_{meh} - P_{Gb}/\eta_G + P_{st}}{n \cdot J} \left( \frac{60}{2\pi} \right)^2, \quad (5.54)$$

gde su  $P_{meh}$  mehanički gubici,  $P_{Gb}$  opterećenje generatora,  $\eta_G$  stepen korisnosti generatora i  $P_{st}$  snaga startera.



Sl. 5.10: Algoritam proračuna glavnog toka unutar modela turbine

Mehanički gubici u ležajevima, u najvećoj meri, zavise od broja obrtaja i određuju se kao:

$$P_{\text{meh}} = P_{\text{meh}}^{\text{nom}} \left( \frac{n}{n_{\text{nom}}} \right)^{2.35}, \quad (5.55)$$

Jednačina (5.55) predstavlja pojednostavljenu korelaciju za gubitke u aksijalnim i radijalnim ležajevima [76]. Osnovna korelacija se može prikazati kao serija krivih koje predstavljaju zavisnost mehaničkih gubitaka od broja obrtaja za različite prečnike ležaja i protoke ulja. Fitovanjem krivih izabrana je optimalna vrednost eksponenta koja generalno treba da bude u opsegu od 2 do 2.5.

Stepen korisnosti generatora zavisi od opterećenja i izračunava se pomoću korelacije iz [30]:

$$\eta_G = \frac{(P_{\text{Gb}}/P_{\text{Gb,nom}})\eta_{\text{G,nom}}}{(P_{\text{Gb}}/P_{\text{Gb,nom}})\eta_{\text{G,nom}} + (1 - \eta_{\text{G,nom}})[(1 - F_{\text{CU}}) + F_{\text{CU}}(P_{\text{Gb}}/P_{\text{Gb,nom}})^2]}, \quad (5.56)$$

gde je  $\eta_{\text{G,nom}}$  nominalni stepen korisnosti generatora a  $F_{\text{CU}}$  udeo gubitka u namotajima u ukupnim gubicima i iznosi 0.43. Minimalna vrednost stepena korisnosti je 0.8.

Snaga turbine  $P_{\text{T}}$  i snaga kompresora  $P_{\text{C}}$  se određuju na osnovu jednačina:

$$P_{\text{T}} = \dot{M}_3(h_3 - h_4) + \sum_{i=1}^k \dot{M}_{\text{rv},i}(h_{\text{rv},i} - h_4), \quad (5.57)$$

$$P_{\text{C}} = \dot{M}_1(h_2 - h_1) + \sum_{i=1}^{k-1} \dot{M}_{\text{o},i}(h_{\text{o},i} - h_2), \quad (5.58)$$

gde je  $k$  ukupan broj oduzimanja.

Jednačina (5.54) može se transformisati u sledeći oblik:

$$P_{\text{Gb}} = \left[ P_{\text{T}} - P_{\text{C}} - P_{\text{meh}} - \left( \frac{2\pi}{60} \right)^2 J \cdot n \frac{dn}{dt} \right] \eta_G, \quad (5.59)$$

kako bi se omogućilo izračunavanje snage generatora bruto kada je poznato ubrzanje rotora. Primenom ovog oblika proračun je stabilniji zbog toga što malo odstupanje u zadatoj snazi  $P_{\text{Gb}}$  dovodi do značajnog ubrzanja/usporenja rotora.

U slučaju dvovratilne turbine postoje dve jednačine koje opisuju dinamiku:

1. Kompresor C i generator gasa GG:

$$\frac{dn_1}{dt} = \frac{P_{\text{GG}} - P_{\text{C}} - P_{\text{meh},1} + P_{\text{st}}}{n_1 \cdot J_1} \left( \frac{60}{2\pi} \right)^2, \quad (5.60)$$

2. Slobodna turbina ST i generator G:

$$\frac{dn}{dt} = \frac{P_{\text{ST}} - P_{\text{meh},2} - P_{\text{Gb}}/\eta_G}{n_2 \cdot J_2} \left( \frac{60}{2\pi} \right)^2. \quad (5.61)$$

## 5.8 Bilans po prvom zakonu termodinamike

Bilans po prvom zakonu termodinamike se postavlja u svakom vremenskom trenutku radi kontrole proračuna ali i utvrđivanja akumulacije energije pri prelaznom procesu. Kontrolna granica

je postavljena tako da se obuhvate sve komponente postrojenja (slika 5.11). Članovi u bilansu su podeljeni u tri grupe: dovedena energija, odvedena korisna energija i gubici.

Dovedeno:

1. Vazduhom:

$$A = \dot{M}_1 h_1 \quad (5.62)$$

2. Gorivom:

$$B = \dot{M}_g H_d \quad (5.63)$$

3. Snaga startera:

$$C = P_{st} \quad (5.64)$$

Odvedeno:

1. Snaga generatora bruto:

$$D = P_{Gb} \quad (5.65)$$

Gubici:

1. Gubitak u grejnoj komori:

$$E = \dot{M}_g H_d (1 - \eta_{GK}) \quad (5.66)$$

2. Ukupni mehanički gubici u ležajevima i reduktoru:

$$F = P_{meh} \quad (5.67)$$

3. Gubitak u generatoru:

$$G = P_{Gb} \left( \frac{1}{\eta_G} - 1 \right) \quad (5.68)$$

4. Gubitak sa izduvnim gasovima:

$$H = \dot{M}_4 h_4 \quad (5.69)$$

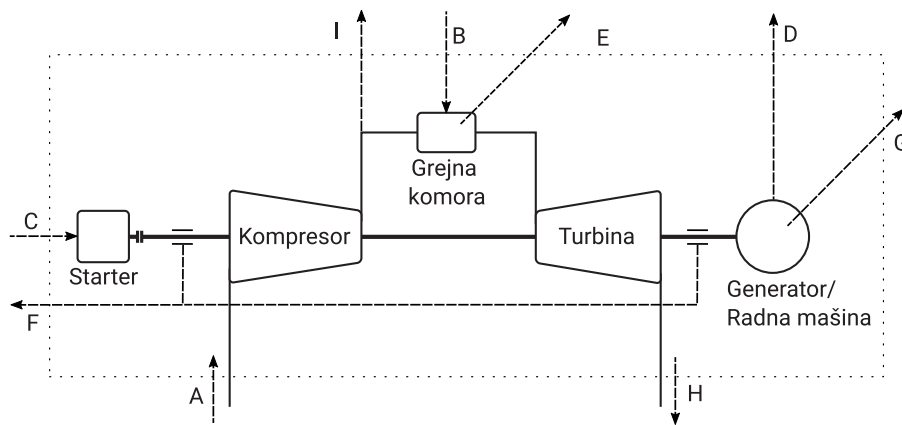
5. Gubitak ispuštanjem dela vazduha iz kompresora:

$$I = \sum_{i=0}^{i=k} \dot{M}_{isp,i} h_{isp,i} \quad (5.70)$$

Razlika ukupno dovedene i odvedene mase i energije, koja obuhvata snagu generatora bruto i sve gubitke, predstavlja akumulaciju mase i energije unutar protočnog dela mašine i akumulaciju toplote u metalnim elementima prilikom prelaznog procesa:

$$Q = (A + B + C) - (D + E + F + G + H + I), \quad (5.71)$$

dok je  $Q \approx 0$  pri ustaljenom radnom režimu.



Sl. 5.11: Bilans energije postrojenja

## 5.9 Sistem regulisanja

Glavni cilj istraživanja je razvoj dinamičkog modela gasne turbine dok je sistem regulisanja dodat kako bi se alat upotpunio i prikazale njegove mogućnosti. Zato je usvojen jednostavniji sistem regulisanja koji obuhvata glavne komponente savremenih sistema. U programu se on sastoji od 2 nezavisna regulaciona kruga:

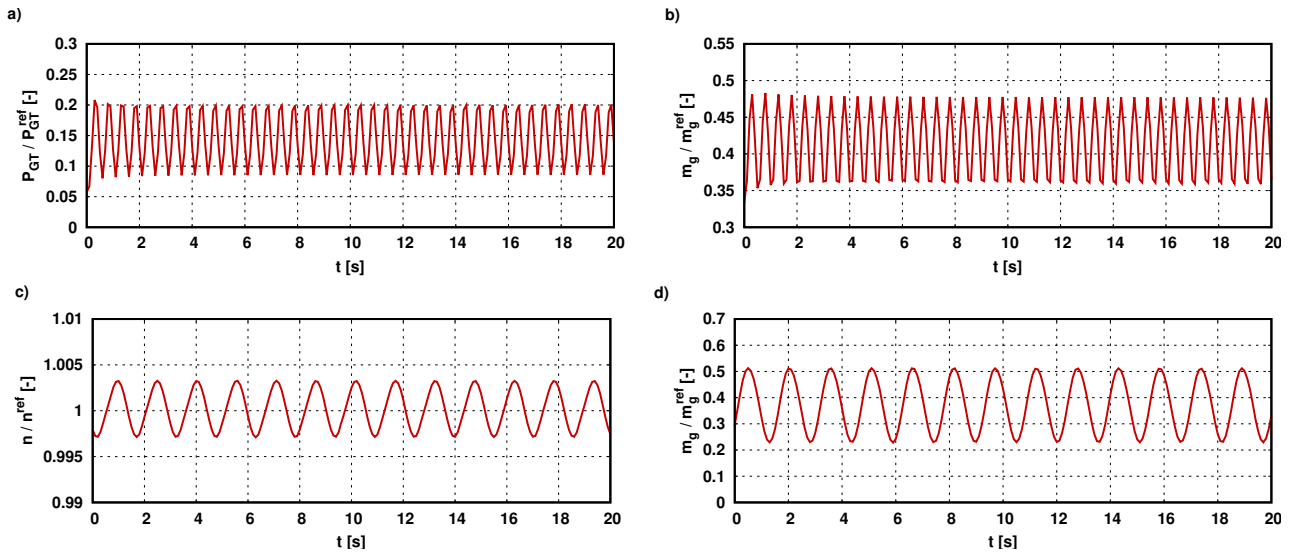
- broja obrtaja/snage,
- temperature na izlazu iz turbine,

koja su kreirana prema podacima dostupnim u literaturi [61, 62, 63]. U nastavku svaki krug će biti opisan. Korišćena terminologija je prikazana u jediničnom (per unit) sistemu sa izuzetkom izlazne temperature. U ovom sistemu, vrednost 1.0 odgovara nominalnim vrednostima. Stoga, za određivanje normalizovanih veličina masenog protoka goriva, broja obrtaja i snage, neophodno je poznavati njihove nominalne vrednosti. Maseni protok goriva i snaga generatora bruto na nominalnom režimu se izračunavaju na osnovu podataka u ulaznoj datoteci, dok je broj obrtaja definisan kao ulazna veličina.

U sistemu regulisanja postoji opcija simulacije startovanja, kada rotor ubrzava do postizanja nominalnog broja obrtaja. Tokom ubrzavanja, snaga gasne turbine je jednaka nuli. U periodu rada sa manjim brojem obrtaja, maseni protok goriva se menja prema zadatom rasporedu dok sistem regulisanja održava ubrzavanje promenom snage startera. Kada snaga startera dostigne nultu vrednost, ubrzavanje se nastavlja samo promenom protoka goriva.

Nakon sinhronizacije, sistem regulisanja može kontrolisati ili opterećenje ili broj obrtaja. Regulacija opterećenja je potrebna kada je postrojenje povezano na mrežu, dok se broj obrtaja reguliše kod gasnih turbina za pogon radne mašine.

Određivanje inicijalnih pojačanja regulatora je izvršeno Cigler-Nikolsovom metodom učestanosnog odziva koja je objašnjena u poglavlju 4.1.1.5. Podešavanja su sprovedena na većem broju radnih režima radi određivanja optimalnih vrednosti parametara regulatora. Na slici 5.12-a je prikazan jedan primer odziva sistema pri kritičnoj vrednosti pojačanja  $K_P$  regulatora snage, dok je na slici 5.12-b prikazana promena masenog protoka goriva. Odziv sistema na graničnu vrednost pojačanja pri regulaciji broja obrtaja i prateća promena protoka goriva su prikazane

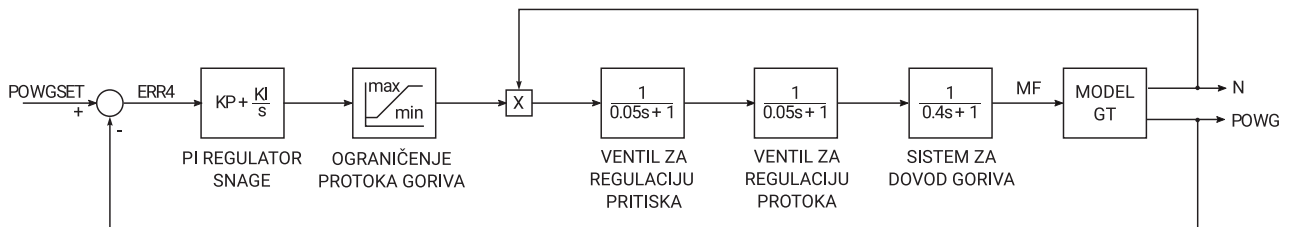


**Sl. 5.12:** Odziv sistema pri određivanju pojačanja regulatora Cigler-Nikolsovom metodom učestanosnog odziva: a) snaga generatora bruto, b) maseni protok goriva pri podešavanju regulatora snage, c) broj obrtaja, d) maseni protok goriva pri podešavanju regulatora broja obrtaja

na slikama 5.12-c i 5.12-d, respektivno. Dobijene vrednosti su naknadno blago izmenjene kako bi se dobio dobar odziv celokupnog sistema pri svim radnim režimima.

### 5.9.1 Regulacija snage

Regulator snage je aktivan kada je gasna turbina sinhronizovana sa elektroenergetskom mrežom dok se opterećenje menja prema zahtevanim vrednostima. Broj obrtaja je propisan i ne reguliše se. Blok dijagram ovakvog sistema regulisanja je prikazan na slici 5.13. Ulazni i izlazni signali su definisani u tabeli 5.1, dok su informacije o elementima sistema date u tabeli 5.2.



**Sl. 5.13:** Blok dijagram regulacije snage

**Tabela 5.1:** Ulazni i izlazni parametri za regulaciju snage

Parametar	Opis
POWGSET	Željena vrednost snage generatora bruto
POWG	Trenutna vrednost snage generatora bruto
ERR4	Razlika između željene i trenutne vrednosti snage
MF	Maseni protok goriva
N	Broj obrtaja



**Tabela 5.2:** Elementi u sistemu regulacije snage

Element	Opis
PI regulator snage	Proporcionalno-integralni regulator
Ograničenje protoka goriva	Minimalne i maksimalne vrednosti masenog protoka goriva
Ventil za regulaciju pritiska	Održavanje željenog pritiska u sistemu; modelira se kao sistem prvog reda
Ventil za regulaciju protoka	Regulisanje masenog protoka goriva; modelira se kao sistem prvog reda
Sistem za dovod goriva	Zapremina od regulacionog ventila do mlaznica; modelira se kao sistem prvog reda
GT model	Dinamički model gasne turbine

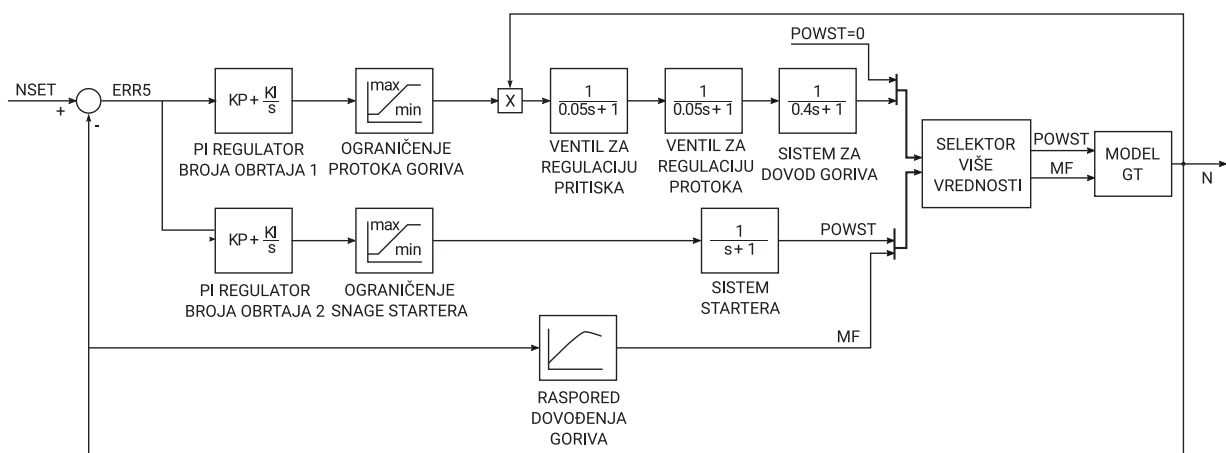
### 5.9.2 Regulacija broja obrtaja

Regulator broja obrtaja se koristi tokom startovanja i pri radu gasne turbine koja nije povezana na elektroenergetski sistem. Opterećenje je ulazna veličina koja se zadaje u funkciji od vremena. Kako bi se postiglo stabilno sagorevanja u prvom fazi ubrzavanja, maseni protok goriva se zadaje dok se snaga startera reguliše. Raspored promene protoka goriva se formira između vrednosti za stanje mirovanja  $\dot{M}_g = 0$  i nominalni broj obrtaja, bez opterećenja (FSNL - Full Speed No Load)  $\dot{M}_g^{\text{FSNL}}$ :

$$\dot{M}_g = k \cdot \dot{M}_g^{\text{FSNL}} \left( \frac{n}{n_{\text{nom}}} \right)^d, \quad (5.72)$$

gde je  $k$  koeficijent povećanja protoka goriva zbog akumulacije toplote, a  $d$  korekcija zbog eksponencijalne promene protoka prema broju obrtaja. Raspored promene masenog protoka goriva se podešava promenom vrednosti  $d$ . Kada je  $d = 1.0$  promena je linearna, dok je za vrednosti  $d > 1.0$  dobijeno eksponencijalno povećanje.

Na slici 5.14 je prikazan blok dijagram sistema regulacije broja obrtaja. Ulazni i izlazni signali su objašnjeni u tabeli 5.3, dok su opisi komponenata dati u tabeli 5.4.



**Sl. 5.14:** Blok dijagram regulacije broja obrtaja

**Tabela 5.3:** Ulazni i izlazni parametri za regulaciju broja obrtaja

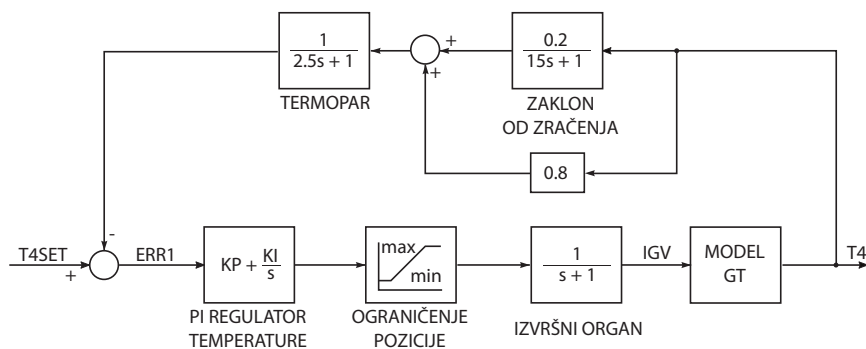
Parametar	Opis
NSET	Željena vrednost broja obrtaja
N	Trenutna vrednost broja obrtaja
ERR5	Razlika između željene i trenutne vrednosti
MF	Maseni protok goriva
POWST	Snaga startera

**Tabela 5.4:** Elementi u sistemu regulacije broja obrtaja

Element	Opis
PI regulator broja obrtaja	Proporcionalno-integralni regulator
Ograničenje protoka goriva	Minimalne i maksimalne vrednosti masenog protoka goriva
Ventil za regulaciju pritiska	Održavanje željenog pritiska u sistemu; modelira se kao sistem prvog reda
Ventil za regulaciju protoka	Regulisanje masenog protoka goriva; modelira se kao sistem prvog reda
Sistem za dovod goriva	Zapremina od regulacionog ventila do mlaznica; modelira se kao sistem prvog reda
PI regulator snage startera	Proporcionalno-integralni regulator
Ograničenje snage startera	Minimalne i maksimalne vrednosti snage startera
Sistem startera	Sistem regulacije snage startera; modelira se kao sistem prvog reda
Selektor više vrednosti	Regulacija snage startera se vrši sve dok je snaga veća od nule.
GT model	Dinamički model gasne turbine

### 5.9.3 Regulacija temperature na izlazu iz turbine

Regulacioni krug za temperaturu na izlazu je uvek aktivan. Njegova uloga je podešavanje ugla podesivog pretkola radi postizanja zahtevane vrednosti temperature izduvnih gasova. Pošto se temperatura meri termoparovima koji uključuju zaklon od zračenja postojaće kašnjenje u mernom sistemu i ono je definisano vremenskim konstantama (slika 5.15). Vrednosti konstanti su uzete iz literature [63]. Ulazne i izlazne veličine su date u tabeli 5.5, dok su komponente sistema opisane u tabeli 5.6.



**Sl. 5.15:** Blok dijagram regulacije temperature na izlazu iz turbine

**Tabela 5.5:** Ulazni i izlazni parametri za regulaciju izlazne temperature

Parametar	Opis
T4SET	Željena vrednost temperature na izlazu
T4	Trenutna vrednost temperature na izlazu
ERR1	Razlika između željene i trenutne vrednosti
IGV	Položaj podesivog pretkola

**Tabela 5.6:** Elementi u sistemu regulacije izlazne temperature

Element	Opis
PI regulator temperature	Proporcionalno-integralni regulator
Ograničenje pozicije IGV-a	Minimalne i maksimalne vrednosti ugla podesivog pretkola
Izvršni organ IGV-a	Organ zadužen za promenu položaja; modelira se kao sistem prvog reda
Zaklon od zračenja	Smanjuje grešku merenja zbog razmene toplote zračenjem; modelira se kao sistem prvog reda
Termopar	Uređaj za merenje temperature; modelira se kao sistem prvog reda
GT model	Dinamički model gasne turbine

## 5.10 Procedura rešavanja

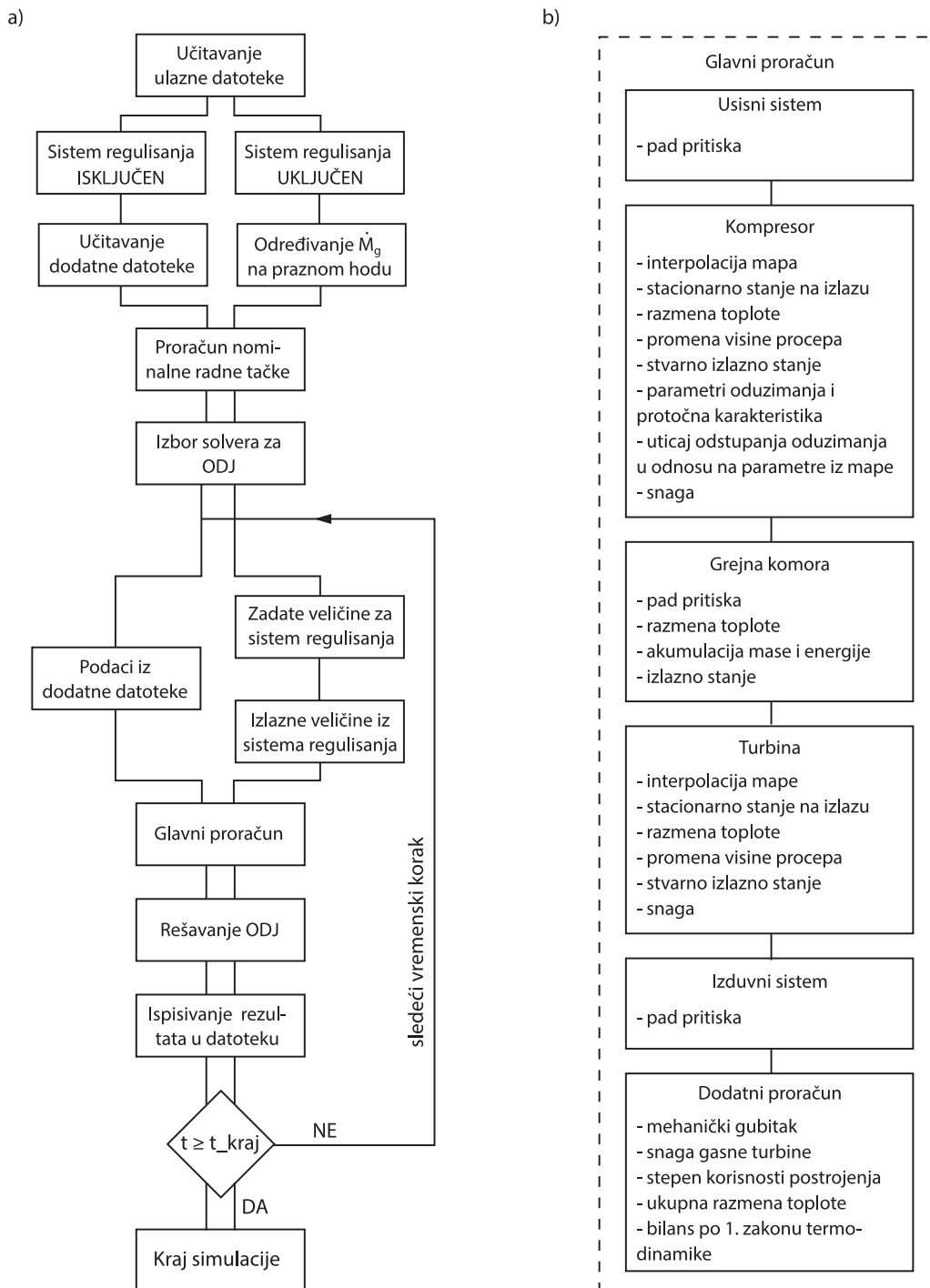
### 5.10.1 Algoritam proračuna

Program za proračun je razvijen u programskom jeziku Fortran 90 i njegov algoritam je prikazan na slici 5.16-a. Prvo se učitava ulazna datoteka i na osnovu podataka uključuje se opcija, sa ili bez sistema regulisanja. Ako je sistem regulisanja isključen, učitava se dodatni fajl u kome su definisane vremenske promenljive masenog protoka, ugla podesivog pretkola i broja obrtaja. U slučaju moda sa sistemom regulisanja, u ulaznoj datoteci su definisane promene željenih parametara u funkciji od vremena, a prethodno navedene vremenske promenljive su izlazne veličine. Tu je potrebno odrediti i radni režim sa nominalnim brojem obrtaja, bez opterećenja. Zatim se izračunavaju svi parametri na nominalnom režimu koristeći radne karakteristike komponenti i osnovne termodinamičke parametre.

U programu postoji izbor metode za rešavanje sistema običnih diferencijalnih jednačina koje su objašnjene u sledećem odeljku. Za postizanje željenih vrednosti broja obrtaja, snage i izlazne temperature, u sistemu regulisanja se određuje maseni protok goriva i ugao podesivog pretkola. U glavnom potprogramu se izvršavaju proračuni radi određivanja ponašanja mašine pri prelaznom režimu rada i njihov pregled je dat na slici 5.16-b.

### 5.10.2 Metode rešavanja običnih diferencijalnih jednačina

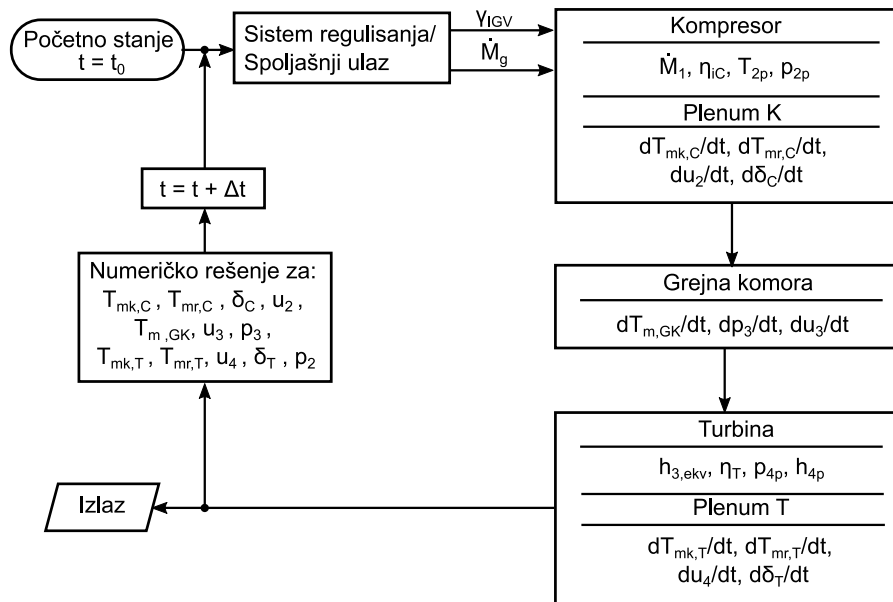
Dinamički model čini sistem običnih diferencijalnih jednačina, čiji broj zavisi od konfiguracije gasne turbine i broja obuhvaćenih fizičkih fenomena. Na slici 5.17 je prikazan dijagram procedure rešavanja. Početni uslovi za temperature gasova i metala su dobijeni uz uslov inicijalnog stacionarnog stanja. Kako bi matematički model bio kompletan, pored diferencijalnih jednačina



Sl. 5.16: Algoritam proračuna: a) celokupna procedura, b) procedura u glavnom potprogramu

postoji i određeni broj algebarskih jednačina kao veza između komponenti. Celokupan sistem je organizovan tako da se broj iterativnih procedura smanji na minimum. Sistem običnih diferencijalnih jednačina se rešava primenom više metoda različitog reda. U okviru programa, moguće je primeniti jednu od sledećih eksplicitnih metoda:

- Ojlerova metoda,
- Bogački-Šampajn metod i
- Runge-Kuta-Felberg metod.



Sl. 5.17: Procedura rešavanja sistema običnih diferencijalnih jednačina

Ojlerova metoda je najjednostavniji način numeričkog rešavanja diferencijalnih jednačina

$$\frac{dy}{dt} = f(y, t) , \quad (5.73)$$

i sastoji se samo od jednog koraka za dobijanje tražene veličine:

$$y(t_0 + \Delta t) = y(t_0) + \Delta t \cdot f(y_0, t_0) . \quad (5.74)$$

Korak integracije  $\Delta t$  kod ove metode je konstantan i mora biti dovoljno mali kako bi se obezbedio stabilan i tačan proračun. U razvijenom modelu je usvojen vremenski korak  $\Delta t = 1 \cdot 10^{-3}$  s.

Druge dve metode pripadaju grupi metoda višeg reda i sastoje se iz više koraka tako da je opšti oblik:

$$y(t_0 + \Delta t) = y(t_0) + \Delta t \sum_{i=1}^m c_i k_i , \quad (5.75)$$

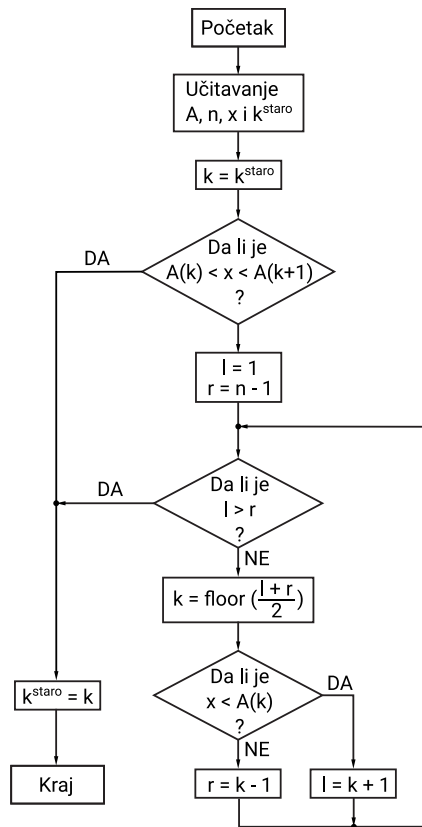
gde je  $m$  red metode,  $c_i$  njeni koeficijenti a  $k_i$  izvodi funkcije

$$k_i = f \left( t_0 + \alpha_i \cdot \Delta t , y(t) + \Delta t \sum_{j=1}^{i-1} \beta_{ij} k_j \right) . \quad (5.76)$$

Koeficijenti  $\alpha_i$  i  $\beta_{ij}$  su definisani izborom metode, dok korak integracije može biti adaptivan. Metoda Bogački-Šampajn je trećeg reda ( $m = 3$ ) sa procenom greške poređenjem Runge-Kuta metoda drugog i trećeg reda, dok je metoda Runge-Kuta-Felberg četvrtog reda sa procenom greške petog reda. Korak integracije se određuje korišćenjem formule

$$\Delta t = \Delta t^{\text{staro}} \cdot 0.84 \left( \frac{e_{\text{zad}}}{e} \right)^{0.25} , \quad (5.77)$$

gde je  $e_{\text{zad}}$  zadata tolerancija a  $e$  izračunata greška. Pošto se izračunavaju greške za sve diferencijalne jednačine uzima se najveća vrednost kao reprezentativna. Donja granica vremenskog koraka iznosi  $10^{-3}$  s dok je gornja granica  $10^{-2}$  s.



Sl. 5.18: Algoritam binarne pretrage

### 5.10.3 Metoda interpolacije mapa

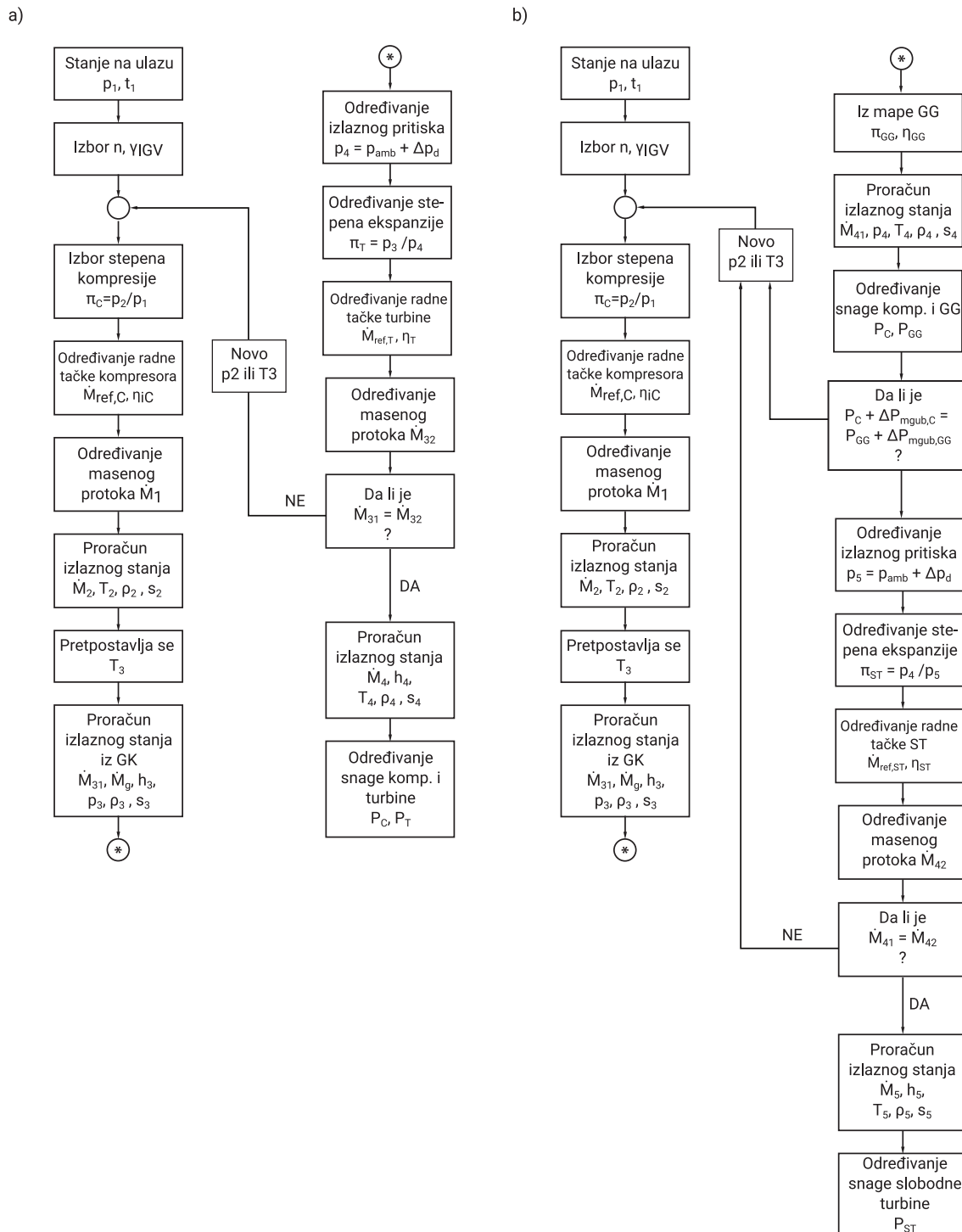
Za interpolaciju mapa kompresora i turbine koristi se binarna pretraga, odnosno pretraga metodom polovljenja intervala, čiji algoritam je prikazan na slici 5.18. Prvo se učitava niz  $A$  sa ukupnim brojem elemenata  $n$ , pri čemu se traži indeks  $k$  tako da se zadata vrednost  $x$  nalazi između  $A(k)$  i  $A(k+1)$ . Metoda je primenljiva kada je niz sortiran kao rastući, što je u slučaju mapa uvek zadovoljeno. U slučaju kompresora, oznaka niza  $A$  biće zamenjena nizovima za visinu procepa  $\delta_C$ , ugao pretkola  $\gamma$  i referentnog broja obrtaja  $n_{\text{ref},C}$ , dok kod turbine se koriste nizovi za  $\delta_T$  i  $n_{\text{ref},T}$ . Ali pošto se vrši interpolacija mapa u svakom vremenskom trenutku, dodato je beleženje pozicija veličina u prethodnom koraku  $k^{\text{staro}}$  radi skraćivanja vremena izvršenja. U inicijalnom trenutku, za donje  $l$  i gornje  $r$  granice se uzima prva i poslednja vrednost iz tabele. U svakoj iteraciji se traži srednja vrednost indeksa  $k$  kao polovina zbira  $l$  i  $r$  ali zaokružena na manju celobrojnu vrednost. Procedura, uz korigovanje granica se ponavlja sve dok je  $l \leq r$ . Binarnom pretragom se dobija samo pozicija najbliže manje vrednosti  $A(k)$ , dok se tačna vrednost izračunava linearnom interpolacijom.

## 5.11 Transformacija dinamičkog modela u statički

Za dinamički proračun je potrebno poznavati zapremine i mase pojedinih komponenata što nekad nije dostupno pa je model modifikovan u statički radi proračuna parcijalnih režima rada. Princip rada je isti kao u slučaju dinamičkog modela samo što je vremenski korak podešen tako da se izbegne divergencija ali uz što kraće vreme izvršenja proračuna. Zanemarena je razmena toplote između glavne struje i metala. Algoritam proračuna jednovratilne i dvovratilne turbine je prikazan na slici 5.19.

U slučaju jednovratilne turbine, postavlja se maseni bilans grejne komore. Sa jedne strane je protok koji se dobija sabiranjem masenog protoka vazduha  $\dot{M}_2$  i goriva  $\dot{M}_g$ , dok je sa druge strane protok koji se dobija iz mape turbine. Ovaj disbalans utiče na akumulaciju mase i promenu pritiska  $p_3$ , što dalje izaziva i promenu pritiska  $p_2$ . Iterativna procedura se ponavlja sve dok se razlika protoka ne bude ispod zahtevane granične vrednosti.

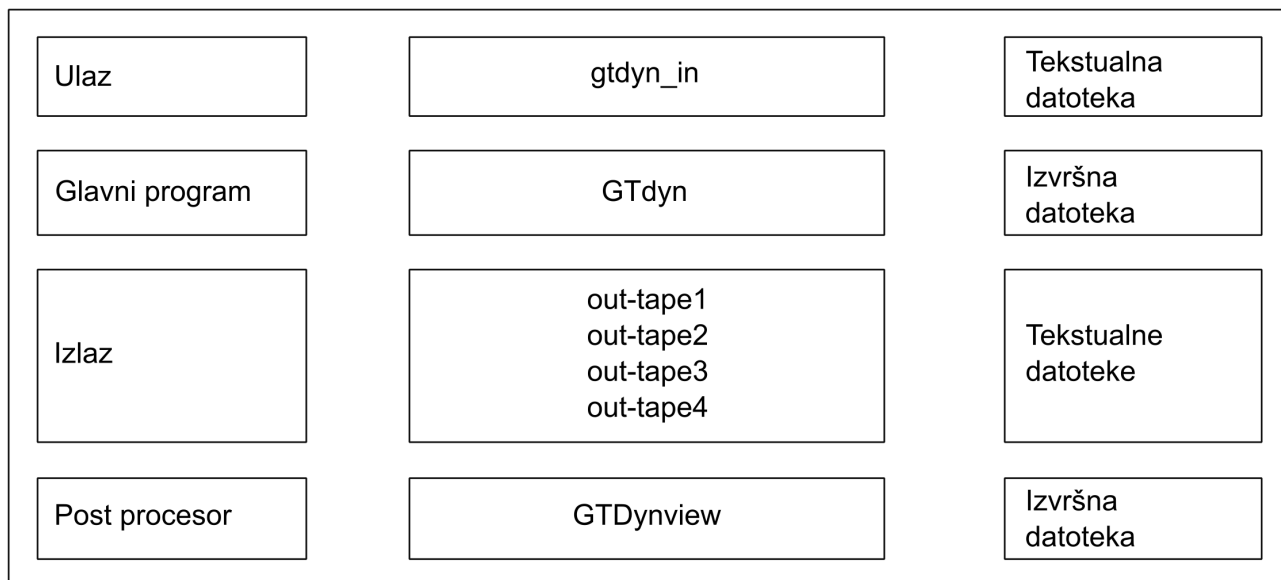
U slučaju dvovratilne turbine, postavljaju se tri bilansa: dva masena, u grejnoj komori i delu između turbine visokog i niskog pritiska, kao i bilans snage. Na osnovu ova tri bilansa koriguju se pritisci  $p_2$  i  $p_4$  i temperatura  $t_3$ .



Sl. 5.19: Algoritam proračuna statičkog modela: a) jednovratilna turbina, b) dvovratilna turbina

## 5.12 Organizacija programa

Organizaciona struktura programa prikazana je na slici 5.20. Program za proračun nazvan je **GTDyn** (**G**as **T**urbine **D**ynamic **C**alculation). Za izvršenje simulacije potrebno je napraviti ulaznu datoteku **gtdyn\_in** u predviđenom formatu. Ulazna datoteka je podeljena u 4 grupe i u svakoj se unose parametri koji su definisani u tabeli 5.7. Rezultati proračuna se zapisuju u funkciji od vremena u 4 datoteke **out-tape\***, čiji je sadržaj dat u tabeli 5.9. Za analizu rezultata napravljen je postprocesor **GTDynview** gde se vizuelno prikazuju vremenske promene svih rezultata. Tu se mogu iscrtavati i radne linije na mapi kompresora.



Sl. 5.20: Organizaciona šema programa

Tabela 5.7: Ulazni podaci

I grupa - Osnovni podaci
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Broj vratila,</li> <li>• Broj stupnjeva kompresora i turbine,</li> <li>• Nominalni pritisak i temperatura na ulazu u kompresor i turbinu i broj obrtaja,</li> <li>• Broj oduzimanja vazduha, pozicija i količina u procentima,</li> <li>• Raspored količine oduzimanja u funkciji od broja obrtaja,</li> <li>• Sastav i donja toplotna moć goriva,</li> <li>• Nominalni padovi pritiska u usisnom i izduvnom sistemu i grejnoj komori,</li> <li>• Stepen korisnosti sagorevanja i generatora na nominalnom režimu,</li> <li>• Mehanički gubici,</li> <li>• Zapremine komponenata,</li> <li>• Masa komponenata,</li> <li>• Termičke vremenske konstante komponenata,</li> <li>• Moment inercije vratila,</li> <li>• Ekvivalentna visina procepa.</li> </ul>



**Tabela 5.8:** Ulazni podaci (nastavak)

II grupa - Početni uslovi
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Početni stepen kompresije,</li> <li>• Početne temperature metala.</li> </ul>
III grupa - Vremenski podaci
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Početne vrednosti masenog protoka goriva i ugla podesivog pretkola,</li> <li>• Ulazni pritisak i temperatura,</li> <li>• Broj startovanja,</li> <li>• Zadata snaga, broj obrtaja i temperatura na izlazu u funkciji vremena pri svakom startovanju,</li> <li>• Zadata snaga, broj obrtaja i temperatura na izlazu u funkciji vremena za normalan rad.</li> </ul>
IV grupa - Mape kompresora i turbine
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Mape kompresora grupisane prema uglu podesivog pretkola i visini procepa,</li> <li>• Mape turbine grupisane prema visini procepa.</li> </ul>

**Tabela 5.9:** Izlazne datoteke

Datoteka 1 - Glavni parametri
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Generalni parametri (snaga, broj obrtaja, maseni protok goriva, ugao pretkola),</li> <li>• Pritisci i temperature na svim stanicama,</li> <li>• Maseni protoci vazduha i produkata sagorevanja na svim stanicama,</li> <li>• Snaga kompresora i turbine,</li> <li>• Stepni korisnosti komponenata,</li> <li>• Granica stabilnosti kompresora,</li> <li>• Visina procepa kompresora i turbine,</li> <li>• Toplotni fluksevi i temperature metala,</li> <li>• Parametri oduzimanja.</li> </ul>
Datoteka 2 - Izvodi funkcija
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Broj obrtaja,</li> <li>• Unutrašnje energije,</li> <li>• Pritisak,</li> <li>• Temperature metala,</li> <li>• Visina procepa kompresora i turbine.</li> </ul>
Datoteka 3 - Radne linije
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Kompresor,</li> <li>• Turbina.</li> </ul>
Datoteka 4 - Dodatni parametri
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Entalpija i entropija na svim stanicama,</li> <li>• Parametri sastava produkata sagorevanja, <math>\beta</math> i <math>x</math>.</li> </ul>

# Glava 6

## Validacija i demonstracija metode

Prethodno izloženi dinamički model je validiran poređenjem sa eksperimentalnim podacima za jednovratilnu i dvovratilnu gasnu turbinu. Dodatno su urađene i analize uticaja promene gradijenta snage i gubitka opterećenja. Pošto su izmerene vrednosti vlasništvo proizvođača, u rezultatima nisu prikazane apsolutne veličine već normalizovane.

### 6.1 Jednovratilna industrijska gasna turbina

Prvi primer je jednovratilna aksijalna industrijska gasna turbina **MAN MGT6000-1s**, nemačkog proizvođača MAN Energy Solutions. Namena ove turbine je proizvodnja električne energije uz mogućnost dodavanja kotla utilizatora za proizvodnju toplote. Specifikacija mašine je data u tabeli 6.1 i sve prikazane vrednosti odgovaraju ISO referentnim uslovima na ulazu. Trodimenzijski model turbine je prikazan na slici 6.1.

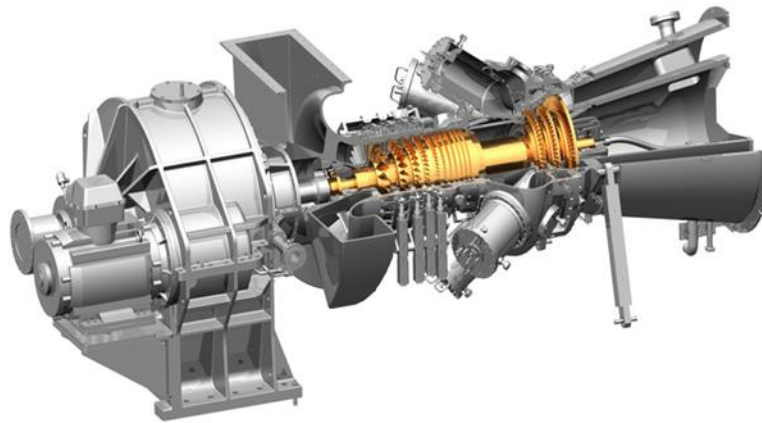
Kompresor se sastoji od 11 stupnjeva sa dva oduzimanja vazduha iz grupe stupnjeva i jednim oduzimanjem na izlazu i pri punom opterećenju ostvaruje se stepen kompresije  $\pi_C = 15$ . Regulisanje rada na parcijalnim režimima se vrši promenom geometrije koju karakteriše podesivo pretkolo i podesiva prva 3 zakola.

Sagorevanje se vrši u grejnim komorama cevastog tipa postavljenih pod uglom od  $35^\circ$  u odnosu na osu vratila. Ukupno ih ima 6 i raspoređene su ravnomerno po obimu. Princip rada se zasniva na predmešanju goriva i vazduha čime je dobijena niska emisija NOx. Kao gorivo se koristi prirodni gas ali postoji i mogućnost primene i dve vrste goriva.

Ekspanzija produkata sagorevanja se obavlja u trostupnoj turbini sa hlađenjem lopatica. Mašina pogoni četvoropolni električni generator preko planetarnog reduktora koji je postavljen sa

**Tabela 6.1:** Specifikacija nominalnih radnih parametara [26]

Parametar	Jedinica	Vrednost
Električna snaga	kW	6630.0
Ukupni stepen korisnosti (električni)	%	32.2
Maseni protok izduvnih gasova	kg/s	26.1
Temperatura izduvnih gasova	°C	490.0
Broj obrtaja turbine/generatora	min <sup>-1</sup>	12913/1500
Stepen kompresije	-	15.0

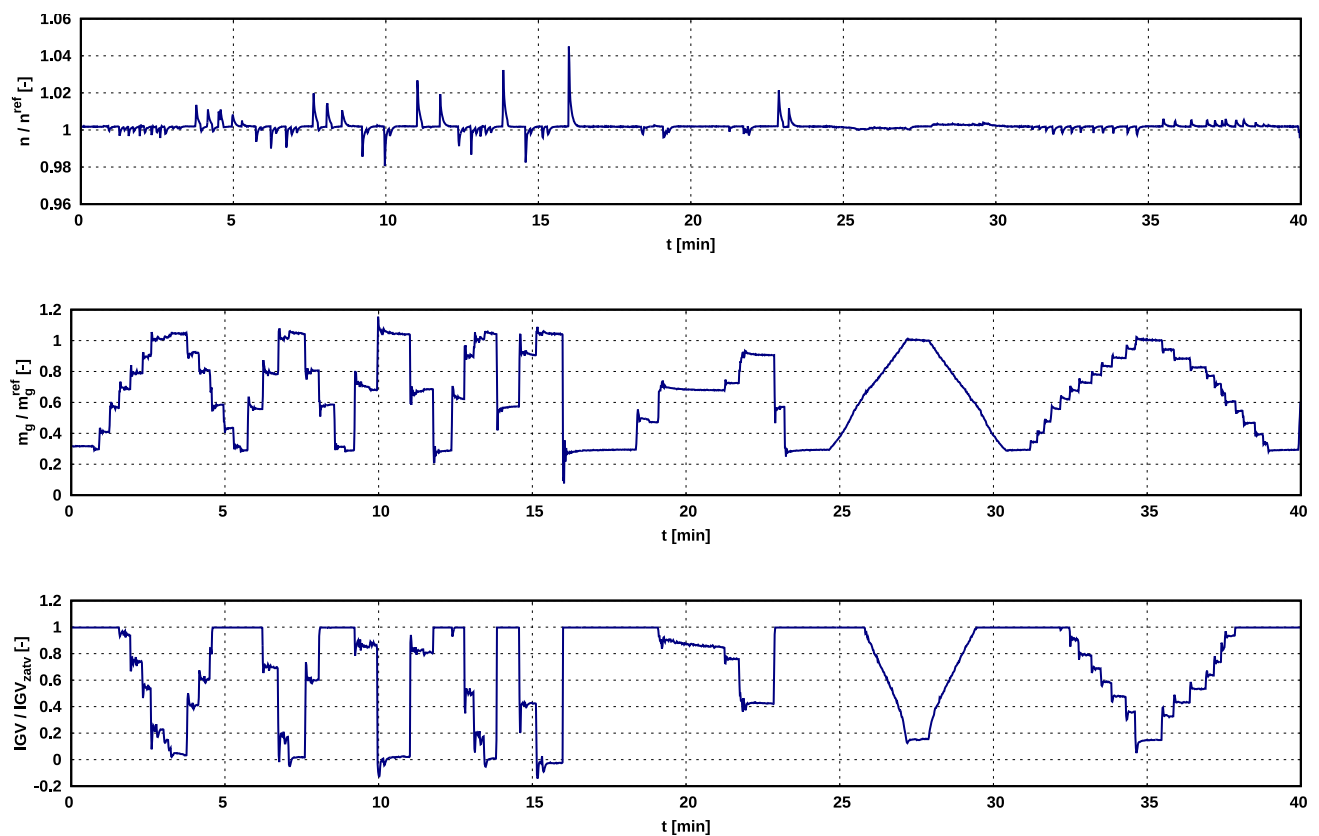


Sl. 6.1: Gasna turbina MAN MGT6000-1s

hladne strane, odnosno povezan sa rotorom kompresora. Kao starter se koristi elektromotor koji pogoni vratilo preko zasebnog reduktora.

### 6.1.1 Validacija dinamičkog modela

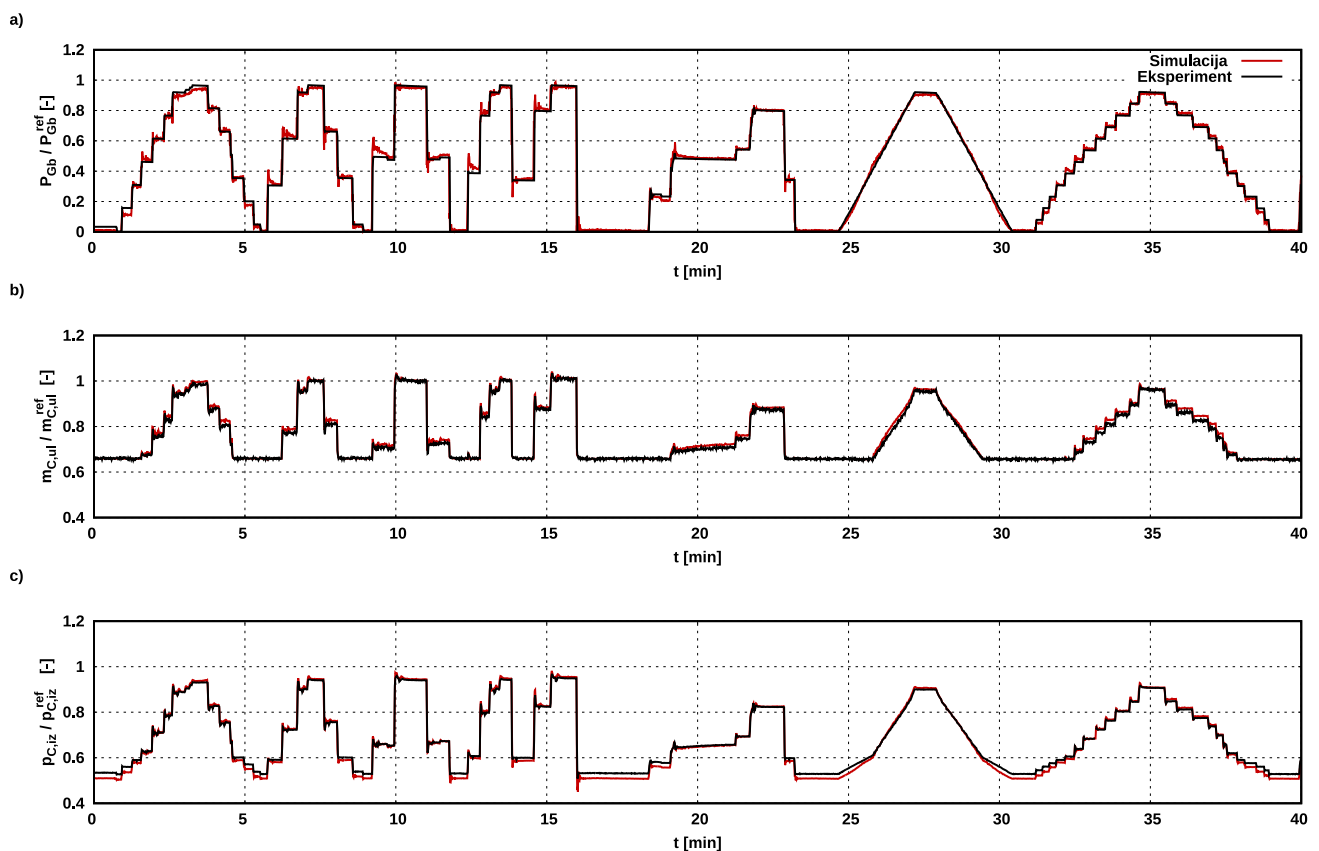
Razvijeni dinamički model je prvo validiran bez sistema regulisanja. Eksperimentalni podaci za broj obrtaja, maseni protok goriva i položaj podesivog pretkola su korišćeni kao ulazne veličine, definisane u dodatnom ulaznom fajlu (slika 6.2). Broj obrtaja je korišćen umesto snage zbog stabilnosti proračuna kao što je objašnjeno u poglavlju 5.7. Maseni protok goriva i položaj podesivog pretkola predstavljaju izlazne veličine sistema regulisanja i pomoću njih se vrši regulisanje.



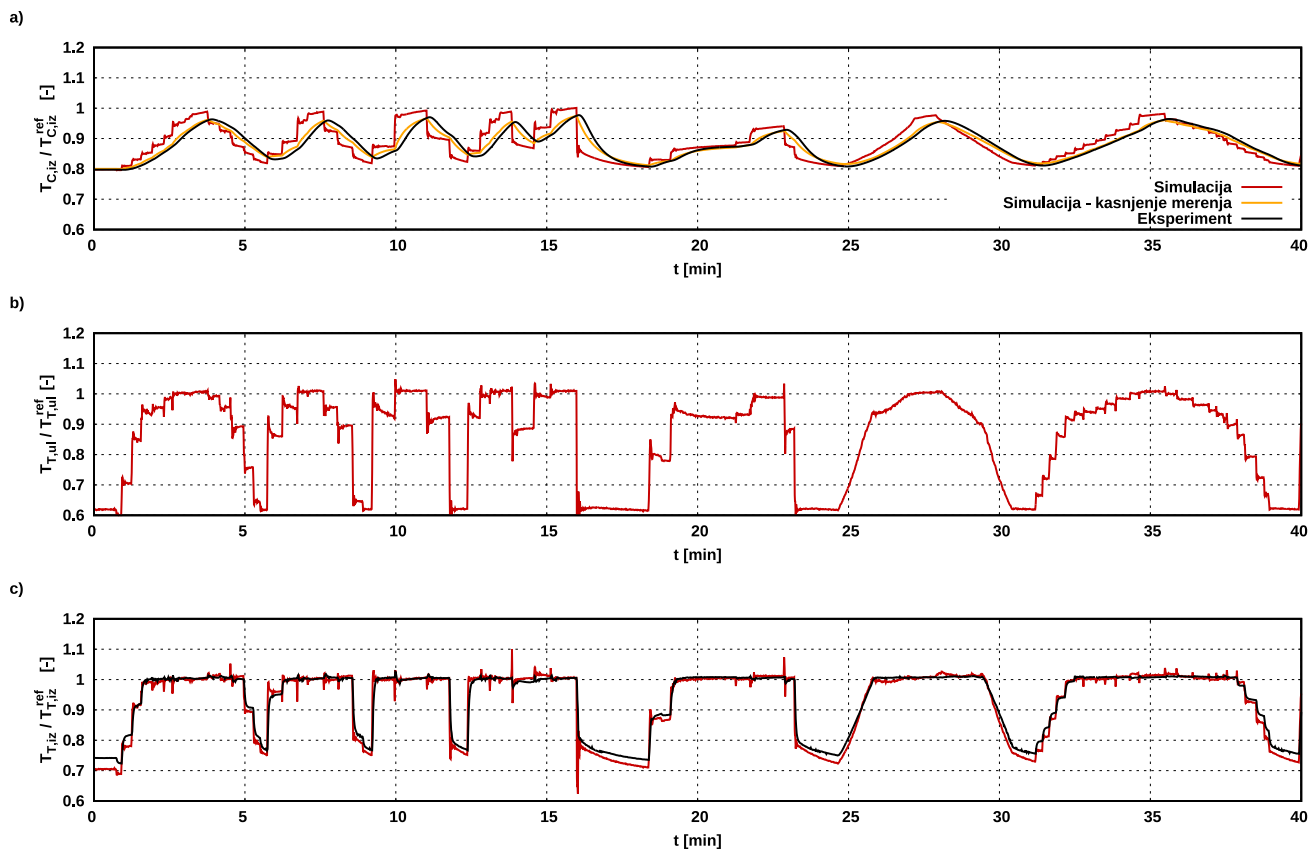
Sl. 6.2: Ulazni podaci za dinamički model: a) broj obrtaja, b) maseni protok goriva, c) položaj podesivog pretkola

Ovaj eksperiment je izabran zbog velikog broja naglih promena opterećenja koji obuhvataju opseg od praznog hoda do nominalne snage. Poređenje rezultata simulacije i eksperimentalnih podataka za najvažnije parametre je dato na slikama 6.3 i 6.4. Snaga gasne turbine, koja je prikazana na slici 6.3-a, je u ovom slučaju rezultat proračuna i postignuto je veoma dobro slaganje. Odstupanja se javljaju pri naglim promenama protoka goriva ali ulazne veličine su uzete direktno iz sistema merenja i kod njih postoji određena merna nesigurnost ali i kašnjenje mernih uređaja. Maseni protok vazduha se veoma dobro poklapa sa izmerenim vrednostima što znači da su izračunate mape precizne (slika 6.3-b). Odstupanje pritiska na izlazu iz kompresora postoji pri režimima bliskim praznom hodu, kao što je prikazano na slici 6.3-c. Ovo znači da je radna tačka kompresora nešto niža nego što je izmereno, što može biti posledica ispuštanja određene količine vazduha iza kompresora ili nešto veće propusne moći turbine na ovom režimu. Pošto ovi podaci nisu ključni za praćenje rada postrojenja, njihove vrednosti nisu merene.

Pri naglim promenama opterećenja dolazi i do naglih promena gotovo svih radnih parametara. Na slici 6.4-a se može videti da se izmerena temperatura znatno sporije menja od izračunate. Razlog je sporiji odziv mernog uređaja. Ako se uključi i kašnjenje, dobije se narandžasta linija koja se poklapa sa izmerenim vrednostima. Može se zaključiti da korišćeni uređaj za merenje temperature nije primenljiv za praćenje naglih promena režima rada. Temperature na ulazu i izlazu iz turbine su prikazane na slikama 6.4-b i 6.4-c, respektivno. Zbog visoke temperature ne postoji merenje ispred turbine pa su prikazane samo izračunate vrednosti. Gornja vrednost temperature na izlazu iz turbine je ograničena i ona se reguliše promenom geometrije kompresora. Pri režimima sa manjom snagom, podesivo pretkolo je u zatvorenom položaju i tu postoji



**Sl. 6.3:** Poređenje rezultata numeričke simulacije i eksperimenta pri naglim promenama opterećenja: a) snaga gasne turbine, b) maseni protok vazduha na ulazu u kompresor, c) pritisak na izlazu iz kompresora

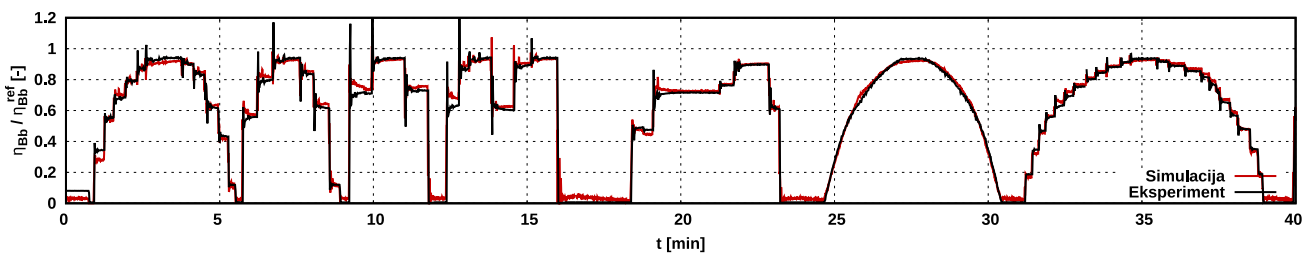


SI. 6.4: Poređenje rezultata numeričke simulacije i eksperimenta pri naglim promenama opterećenja: a) temperatura na izlazu iz kompresora, b) temperatura na ulazu u turbinu, c) temperatura na izlazu iz turbine

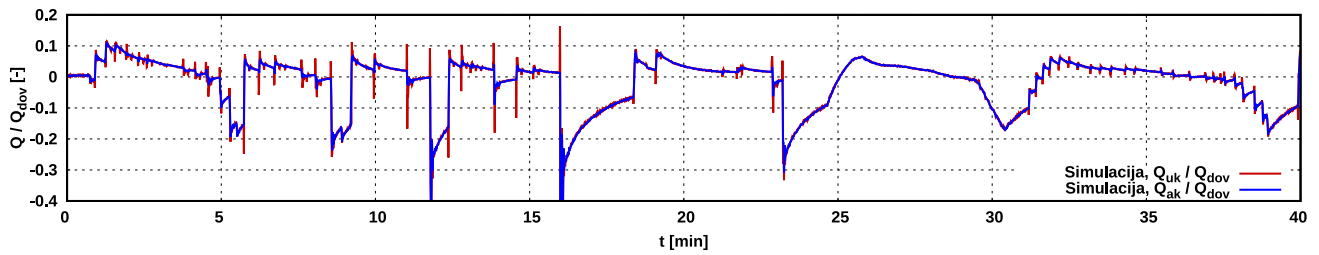
manje odstupanje temperature. Oscilacije koje se javljaju su rezultat naglih promena izmerenih vrednosti masenog protoka goriva.

Na slici 6.5 upoređen je stepen korisnosti bloka bruto. Pošto se meri protok prirodnog gasa čija je toplotna moć poznata, lako se može odrediti dovedeni toplotni fluks kao proizvod ove dve veličine. Meri se i snaga na priključcima generatora koja podeljena sa dovedenom energijom u jedinici vremena daje stepen korisnosti postrojenja. Značajnije odstupanje postoji jedino u praznom hodu gde je izračunati stepen korisnosti nešto veći od vrednosti dobijenih iz eksperimentalnih podataka. Na ostalim režimima je postignuto dobro slaganje.

Mera razmene toplote između radnog tela i konstrukcionih elemenata gasne turbine je prikazana na slici 6.6. Dobijene vrednosti su podeljene sa dovedenom toplotnom snagom goriva, kako bi se videlo koji deo dovedene energije se troši na zagrevanje rotora i kućišta komponenti. Pozitivne vrednosti predstavljaju energiju koja se predaje konstrukcionim elementima na račun hlađenja gasova, dok negativne vrednosti predstavljaju suprotan proces, odnosno zagrevanja gasa pri



SI. 6.5: Stepen korisnosti bloka bruto pri naglim promenama opterećenja



Sl. 6.6: Akumulacija toplote pri naglim promenama opterećenja

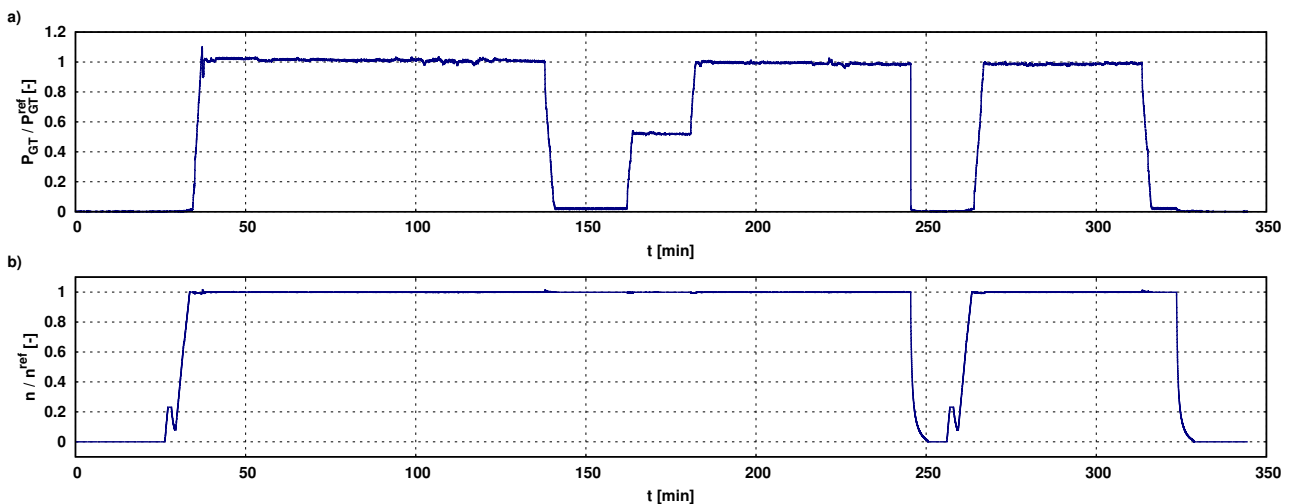
režimima smanjenjog opterećenja. Plavom linijom je označen fluks toplote koja se apsorbuje unutar konstrukcionih elemenata  $\dot{Q}_{ak}$  ali ne obuhvata akumulaciju energije gasa unutar zapremina komponenti. Celokupna akumulacija  $\dot{Q}_{uk}$  je prikazana crvenom linijom. Razlika između ovih veličina je izuzetno mala što pokazuje da je akumulacija energije radnog tela unutar komponenti, u ovom slučaju, zanemarljiva u odnosu na apsorpciju toplote unutar rotora i kućišta.

### 6.1.2 Simulacija rada gasne turbine sa sistemom regulisanja

Pri ispitivanju iz koga su uzeti eksperimentalni podaci, kao potrošač proizvedenog mehaničkog rada korišćena je vodena kočnica koju čine diskovi i kod koje se opterećenje menja promenom masenog protoka vode. Pri zahtevu za većom snagom povećava se protok vode što povećava otpor kretanju diskova i dolazi do smanjenja broja obrtaja. Sistem regulisanja kontroliše broj obrtaja promenom masenog protoka goriva.

Izmerene vrednosti broja obrtaja i snage su date na slici 6.7. Veliki broj merenih veličina se beleži svakih 0.5 s. Samo jedna simulacija je izvršena za celokupni period, koji traje 347 minuta. Pošto postoje duži periodi sa konstantnom snagom, za analizu su izabrani samo interesantni intervali:

- 1) startovanje iz hladnog stanja,
- 2) promena opterećenja,
- 3) zaustavljanje i startovanje iz toplog stanja.



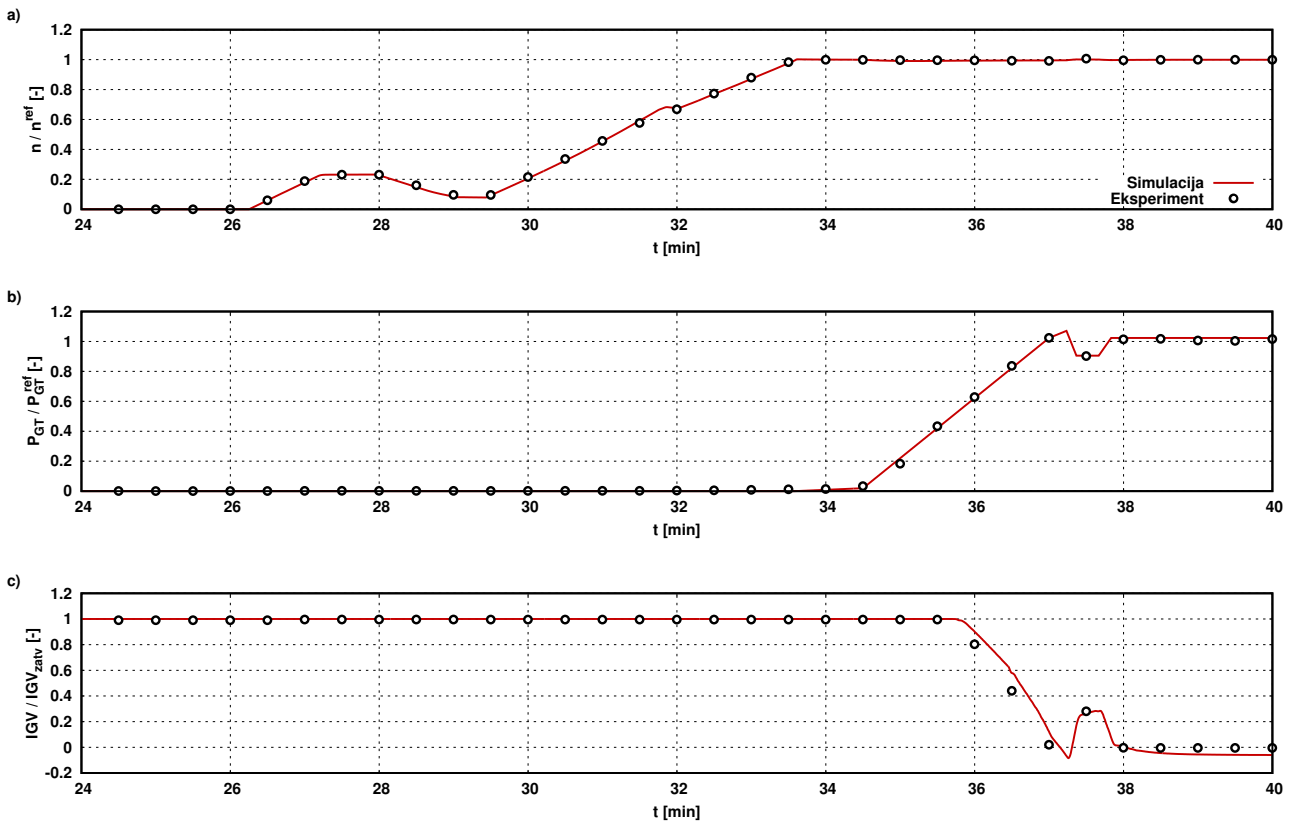
Sl. 6.7: Eksperimentalni podaci: a) mehanička snaga gasne turbine, b) broj obrtaja

Simulacija je izvršena sa uključenim sistemom regulisanja, gde su zadate veličine za broj obrtaja, snagu i izlaznu temperaturu uzete iz eksperimentalnih podataka. Pritisak i temperatura na ulazu u kompresor zavise od atmosferskih uslova i uzeti su prema merenjima.

### 6.1.2.1 Startovanje

Prvi deo se sastoji iz kompletne sekvence startovanja: zakretanja, provetravanja, paljenja, ubrzavanja do punog broja obrtaja, povećanja snage do postizanja nominalnih vrednosti. Poređenje rezultata dobijenih pomoću dinamičkog modela i eksperimentalnih podataka je prikazano na slikama 6.8–6.10. Ukupno vreme startovanja iznosi 12 minuta. Inicijalno termičko stanje mašine odgovara ambijentalnim uslovima.

Pomoću električnog startera započinje se rotacija rotora koji ubrzava dok se ne postigne 23% nominalnog broja obrtaja (slika 6.8-a). Na ovom broju obrtaja mašina radi 1 min u cilju izbacivanja potencijalno zaostalog goriva. Nakon ove faze, broj obrtaja se smanjuje na 8% radi dobijanja optimalnih uslova za paljenje. Po uspostavljanju i stabilizaciji plamena u grejnoj komori, turbina ubrzava povećavanjem protoka goriva ali uz asistenciju startera. Starter se isključuje kada je dostignut 65% nominalnog broja obrtaja i onda rotor ubrzava samo povećanjem protoka goriva. Trenutak isključenja startera se može videti na slici 6.8-a kao promena nagiba broja obrtaja u 32. minutu. Period ubrzavanja, od paljenja do punog broja obrtaja, traje 4 minuta. Prikazani rezultati za broj obrtaja potvrđuju da je regulisanje snage startera i masenog protoka goriva adekvatno implementirano.

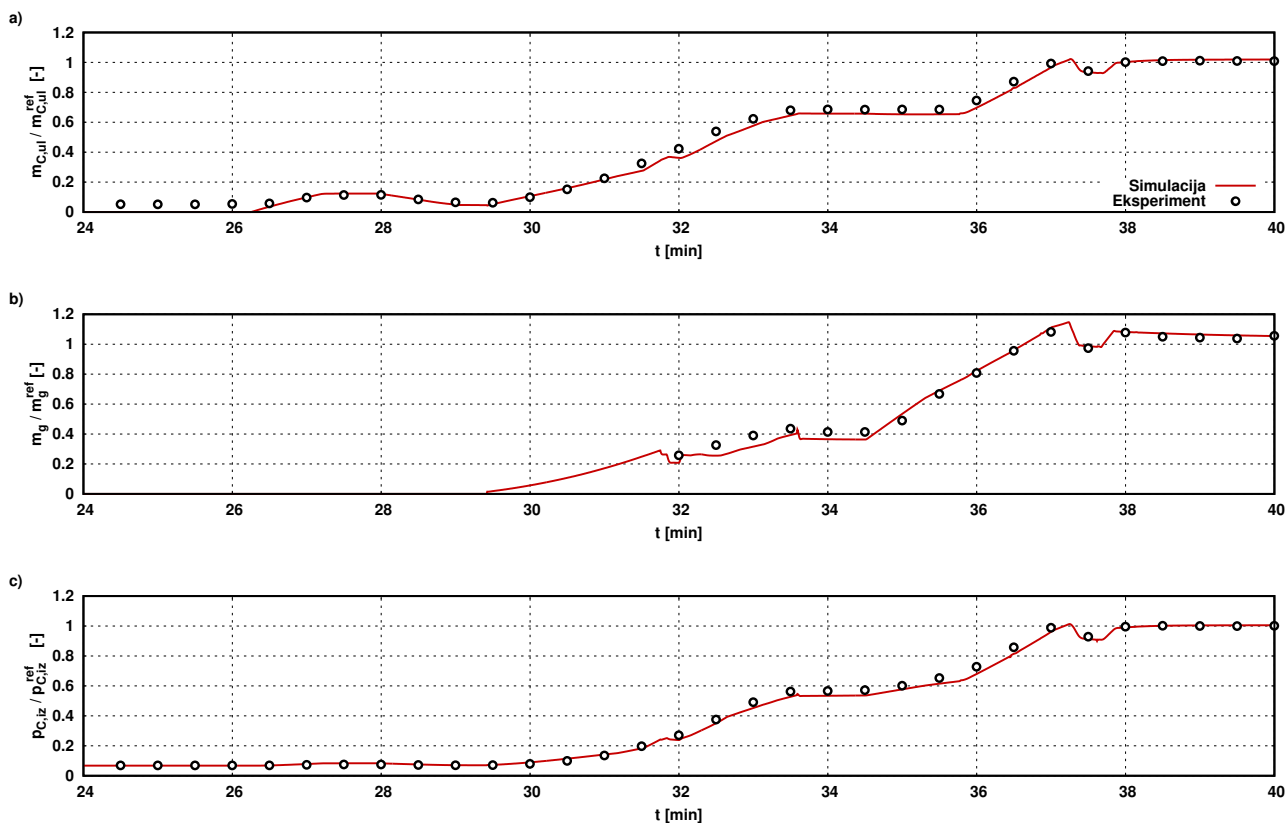


Sl. 6.8: Poređenje rezultata numeričke simulacije i eksperimenta startovanja iz hladnog stanja: a) broj obrtaja, b) snaga gasne turbine, c) položaj podesivog pretkola

Na nominalnom broju obrtaja, turbina se opterećuje povećanjem protoka vode u kočnici dok se ne postigne nominalna snaga što je prikazano na slici 6.8-b. Povećanje snage, od praznog hoda do punog opterećenja traje oko 3 minuta. U ovoj simulaciji, snaga je ulazni podatak i zadata je tako da se slaže sa eksperimentalnim vrednostima. Pretkolo, koje je inicijalno u tzv. zatvorenom položaju počinje da se otvara kada se dostigne zadata temperatura gasova na izlazu. Ugao podesivog pretkola se slaže veoma dobro sa eksperimentalnim vrednostima, kao što je prikazano na slici 6.8-c.

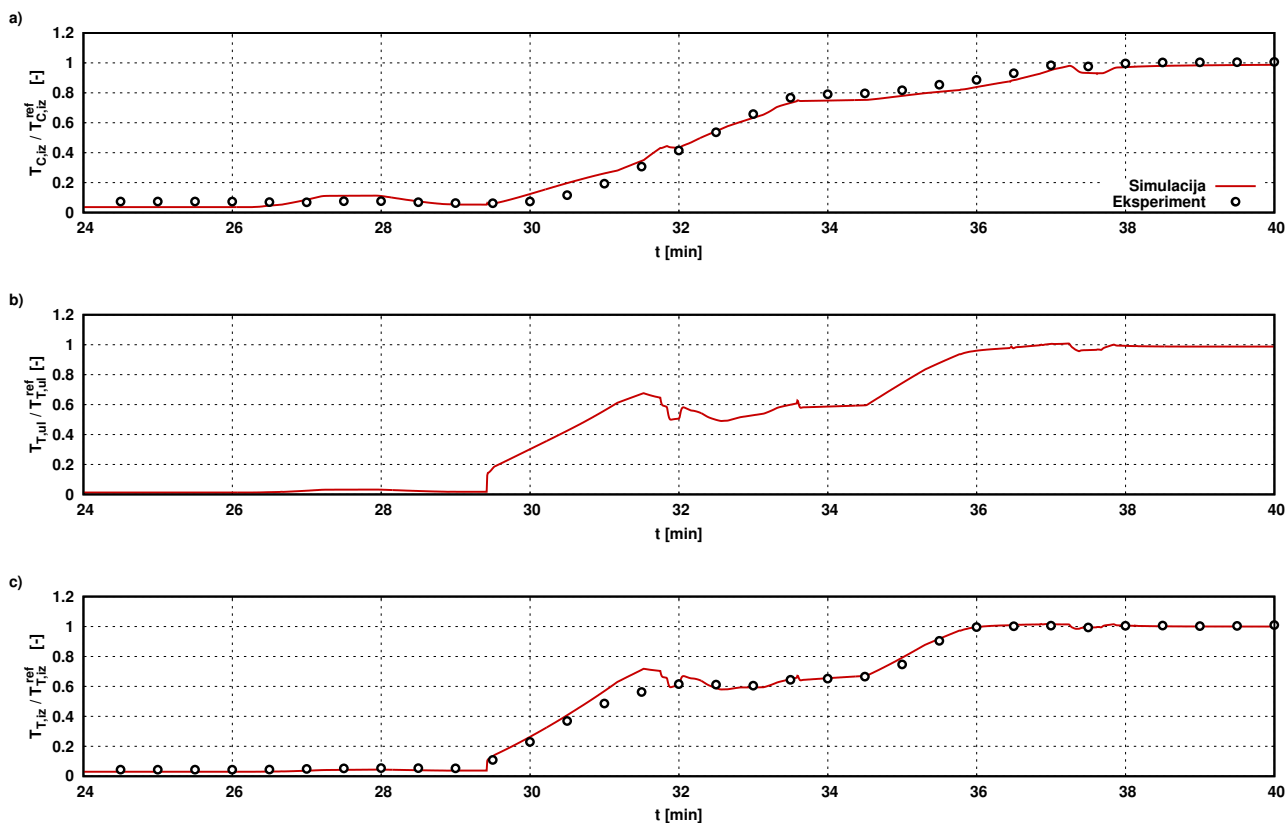
Ostvareno slaganje rezultata za pritisak na izlazu iz kompresora i maseni protok vazduha na ulazu u postrojenje je veoma dobro (slike 6.9-c i 6.9-a). Kako uređaj za merenje protoka goriva ima donji prag na oko 20% nominalne vrednosti, ovde ne postoje realne merene vrednosti u tom periodu i prikazane su samo izračunate vrednosti (slika 6.9-b). Pošto temperatura na ulazu u turbinu nije merena, prikazani su samo numerički rezultati na slici 6.10-b. Nagli skok temperature u 29. minutu je rezultat paljenja goriva. Zadana vrednost temperature na izlazu iz turbine odgovara nominalnoj vrednosti temperature. Odstupanje temperature od izmerenih vrednosti je rezultat razlike u protoku goriva tokom perioda kada ne postoje eksperimentalni podaci (slika 6.10-c).

Snaga startera, koja je prikazana na slici 6.11-a, tokom zakretanja se povećava do postizanja broja obrtaja na kome se odvija provetravanje. Tokom ove faze, snaga je konstantna i troši se na rad kompresora i turbine, kao i savlađivanje mehaničkih gubitaka. Tokom ubrzavanja, starter dostiže svoju maksimalnu snagu na oko 50% nominalnog broja obrtaja. Nakon toga, ona brzo opada jer rastu stepeni korisnosti kompresora i turbine, i na oko 70% nominalnog broja obrtaja



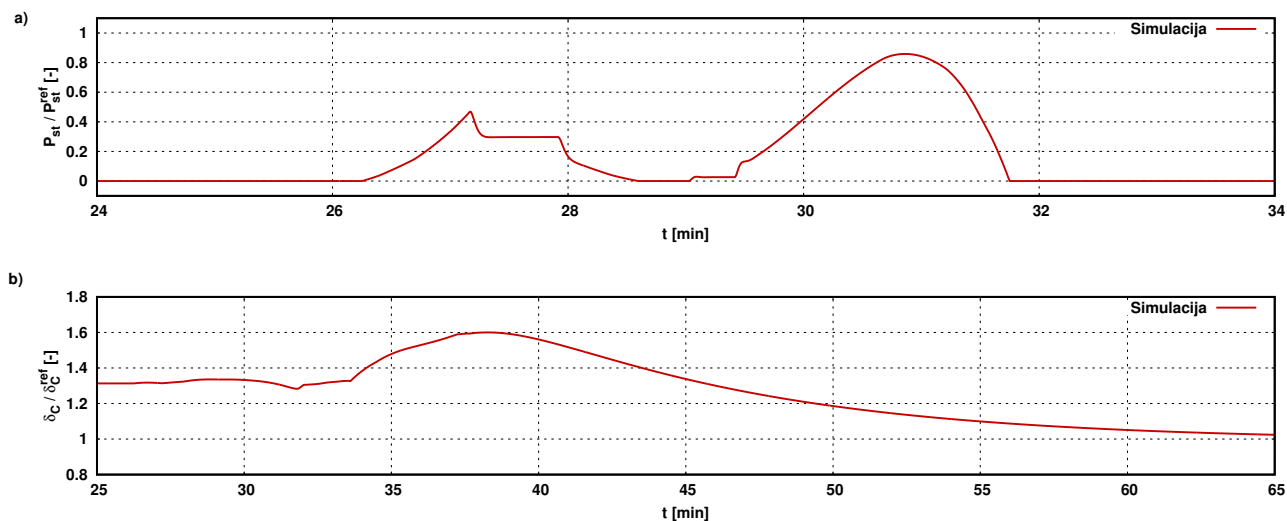
Sl. 6.9: Poređenje rezultata numeričke simulacije i eksperimenta startovanja iz hladnog stanja: a) maseni protok vazduha na ulazu u kompresor, b) maseni protok goriva, c) pritisak na izlazu iz kompresora



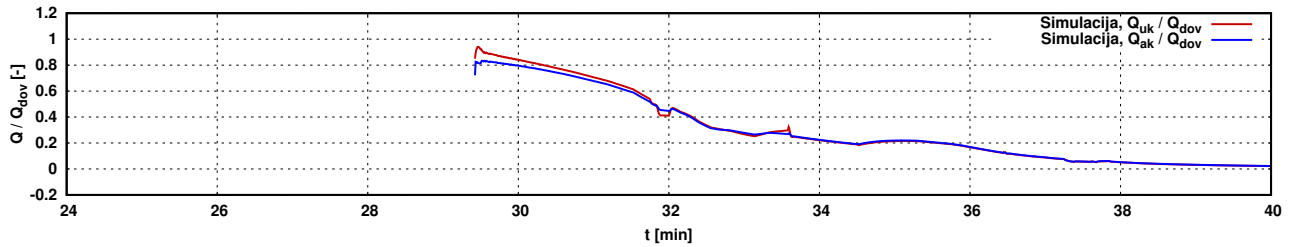


Sl. 6.10: Poređenje rezultata numeričke simulacije i eksperimenta startovanja iz hladnog stanja: a) temperatura na izlazu iz kompresora, b) temperatura na ulazu u turbinu, c) temperatura na izlazu iz turbine

starter se isključuje. Na slici 6.11-b je prikazana promena visine referentnog procepa tokom hladnog starta. U početku, procep se smanjuje zbog povećanja centrifugalne sile usled ubrzanja rotora i izduženja lopatica. Sa porastom temperature i intenziteta razmene toplote, kućište se izdužuje brže od rotora, pa procep ponovo raste. Kako se rotor progrevava, on se širi, i procep se smanjuje. Nominalna vrednost procepa se dostiže 35–40 minuta nakon paljenja.



Sl. 6.11: Rezultati numeričke simulacije startovanja iz hladnog stanja: a) snaga startera, b) visina procepa kompresora



Sl. 6.12: Akumulacija toplote pri startovanju iz hladnog stanja

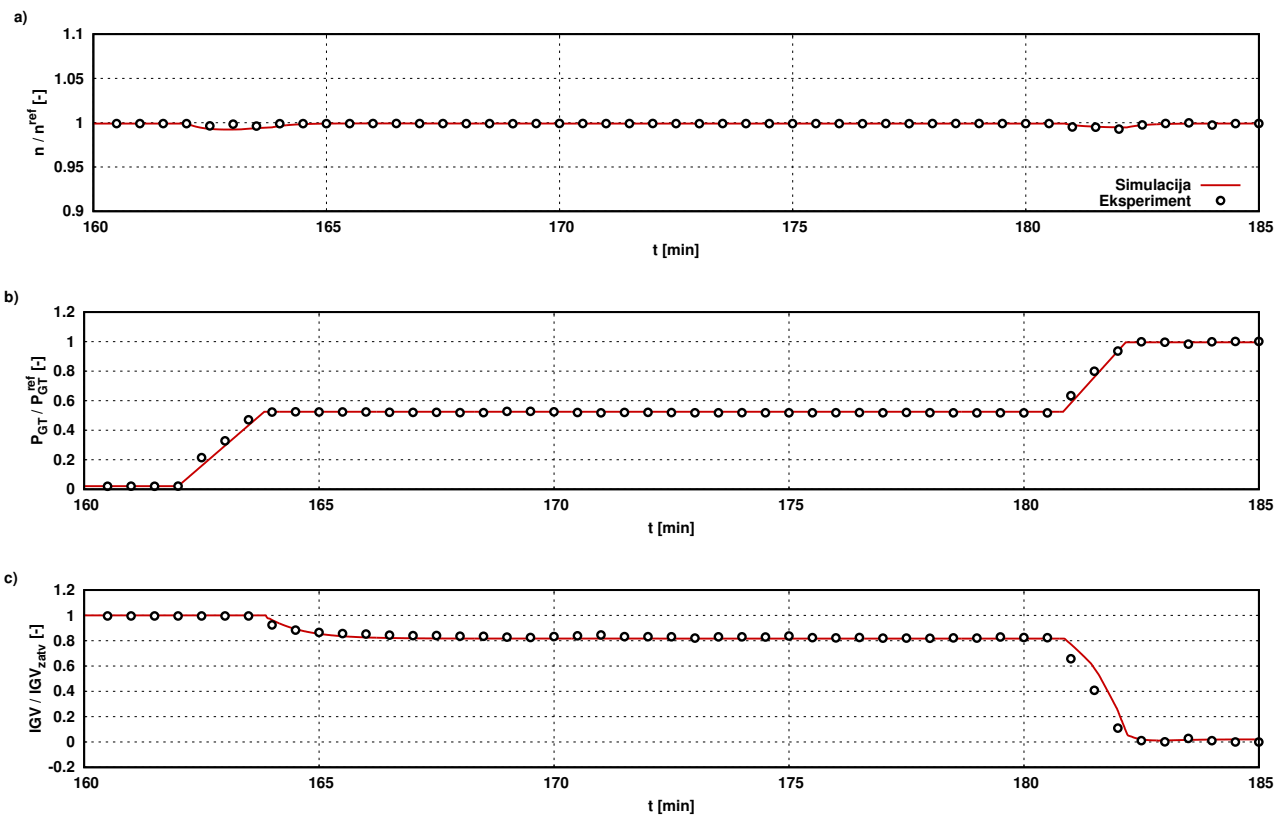
Pri uspostavljanju sagorevanja, prilikom hladnog starta, najveći deo oslobođene energije se koristi za zagrevanje konstrukcije (slika 6.12). Kako mašina ubrzava, tako se povećava protok goriva i temperatura rotora i kućišta raste, pa udeo  $\dot{Q}_{ak} / \dot{Q}_{dov}$  opada. Na praznom hodu, 20% energije goriva se apsorbuje u konstrukcionim elementima postrojenja. Pri uspostavljanju stacionarnog radnog režima, toplotni fluks nastavlja da opada sve dok se ne uspostavi ravnotežno termičko stanje. U tom stanju, akumulacija toplote se može zanemariti i proces se može posmatrati kao stacionaran. Razlika u dobijenim vrednostima za toplotni fluks između gasa i zidova  $\dot{Q}_{ak}$  i ukupni toplotni fluks  $\dot{Q}_{uk}$  predstavlja akumulaciju energije unutar zapremina komponenti ali i akumulaciju mehaničke energije zbog povećavanja ugaone brzine.

### 6.1.2.2 Promena opterećenja

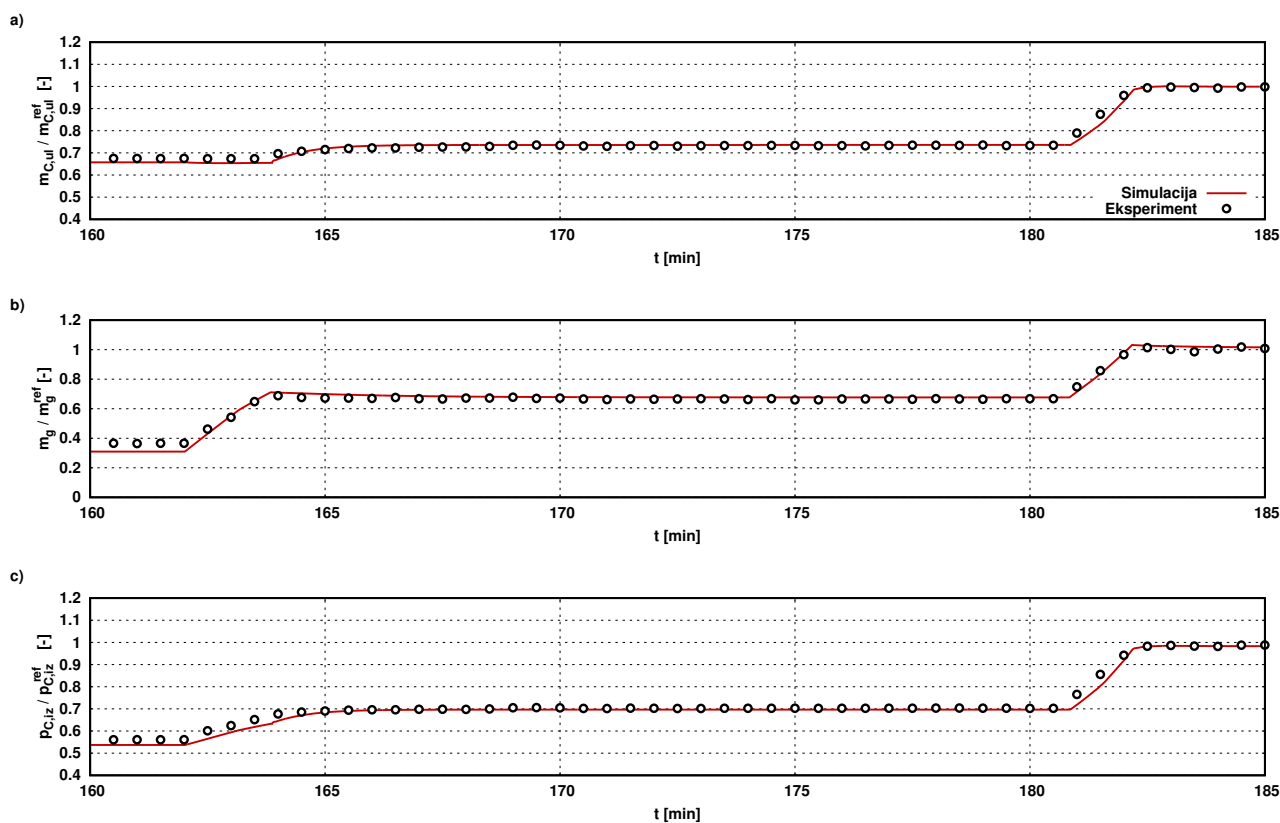
Drugi deo se odnosi na ponašanje gasne turbine tokom promene opterećenja od praznog hoda do nominalne snage što se odvija u dva koraka. Kako je turbina uparena sa vodenom kočnicom, promene broja obrtaja su intenzivnije u poređenju sa radom u elektroenergetskom sistemu, gde su, zbog uticaja mreže, fluktuacije mnogo manje (slika 6.13-a). Povećanje opterećenja od praznog hoda do 50% nominalne snage traje 120 s, dok povećanje od 50% do 100% traje 90 s, kao što je prikazano na slici 6.13-b. U praznom hodu, pretkolo je u graničnom, zatvorenom položaju kako bi se održao visok stepen korisnosti kompresora ali i njegova stabilnost (slika 6.13-c). Kasnije se pretkolo otvara radi održavanja zadate temperature gasova na izlazu iz turbine.

Rezultati simulacije, prikazani na slikama 6.13–6.15, se veoma dobro slažu sa izmerenim podacima. Postoje samo manje razlike u praznom hodu, što je rezultat nešto niže vrednosti izračunatog masenog protoka goriva za zadatu snagu. Mogući razlog manjeg protoka goriva je odstupanje izračunatih karakteristika kompresora i turbine od izmerenih. Ovo za posledicu ima niži maseni protok na ulazu (slika 6.14-b) i nešto niže parametre na izlazu iz kompresora koji su prikazani na slikama 6.14-c i 6.15-a. Međutim, ostvareno poklapanje eksperimentalnih i numeričkih rezultata za temperaturu gasova na izlazu iz turbine je izuzetno dobro (slika 6.15-c).

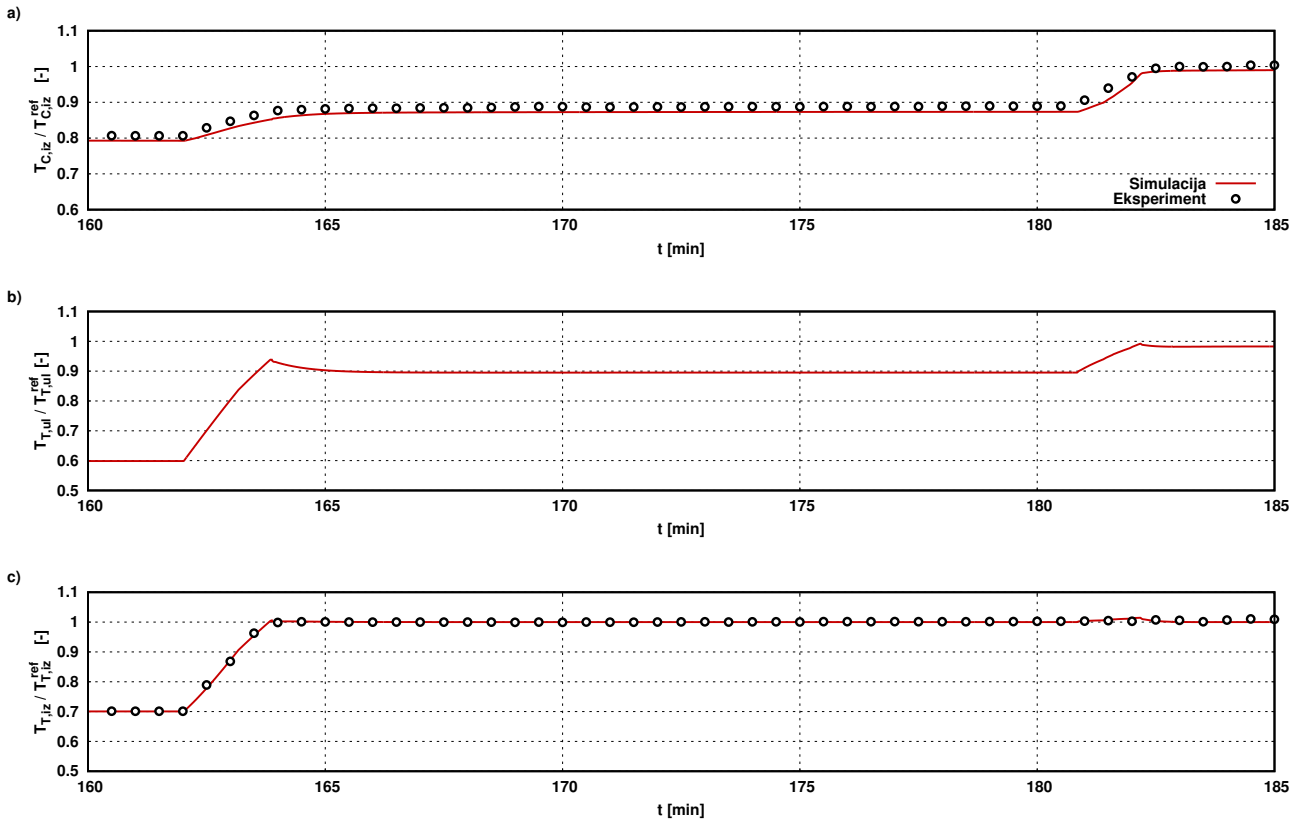
Povećanje snage dovodi do apsorpcije toplote unutar materijala komponenti, ali u znatno manjoj meri nego prilikom startovanja, što se može videti poređenjem slika 6.12 i 6.16. Akumulacija je izraženija pri promenama u oblasti manjeg opterećenja zbog većih temperaturnih razlika između gasa i konstrukcije. Pri povećanju snage od praznog hoda do 50% nominalnog opterećenja, maksimalna vrednost  $\dot{Q}_{ak} / \dot{Q}_{dov}$  iznosi 13%, dok je pri promeni od 50% do 100% taj odnos samo 2%.



Sl. 6.13: Poređenje rezultata numeričke simulacije i eksperimenta promene opterećenja: a) broj obrtaja, b) snaga gasne turbine, c) položaj podesivog pretkola

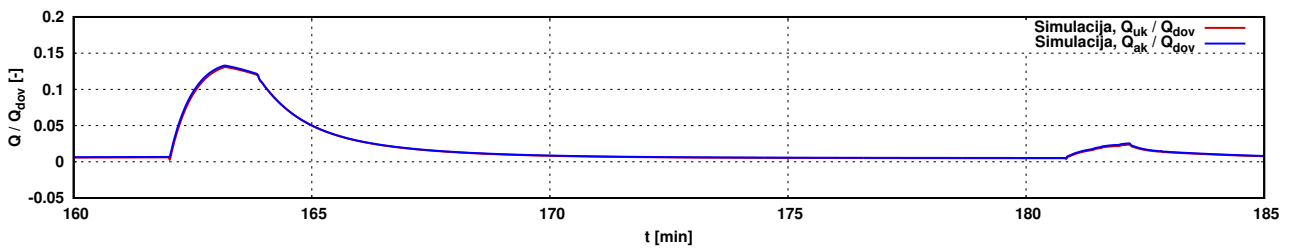


Sl. 6.14: Poređenje rezultata numeričke simulacije i eksperimenta promene opterećenja: a) maseni protok vazduha na ulazu u kompresor, b) maseni protok goriva, c) pritisak na izlazu iz kompresora

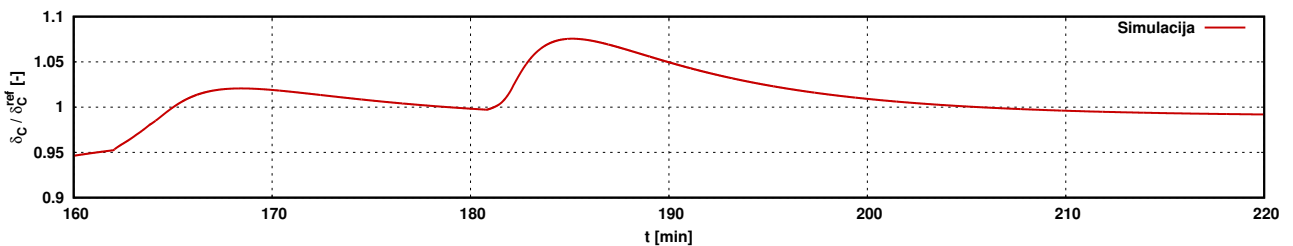


Sl. 6.15: Poređenje rezultata numeričke simulacije i eksperimenta promene opterećenja: a) temperatura na izlazu iz kompresora, b) temperatura na ulazu u turbinu, c) temperatura na izlazu iz turbine

Promena visine referentnog procepa kod kompresora je prikazana na slici 6.17. Iako promena opterećenja menja procep usled termičkih dilatacija, one su znatno manje nego pri startovanju. Minimalna vrednost procepa iznosi 95% u odnosu na nominalnu vrednost i odgovara radnoj tački praznog hoda a maksimalna je 107% i dešava se u trenutku nagle promene opterećenja od 50% do 100% snage.



Sl. 6.16: Akumulacija toplote pri promeni opterećenja

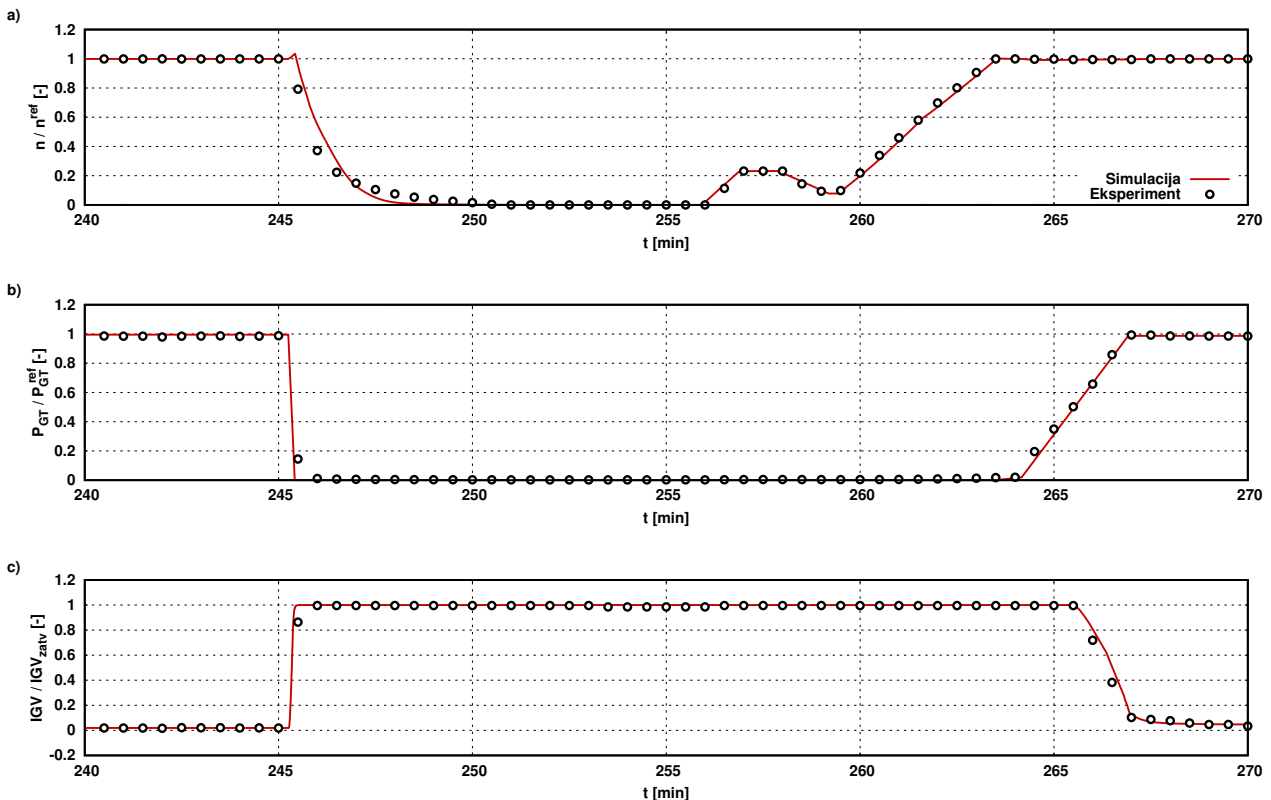


Sl. 6.17: Visina procepa kompresora pri promeni opterećenja

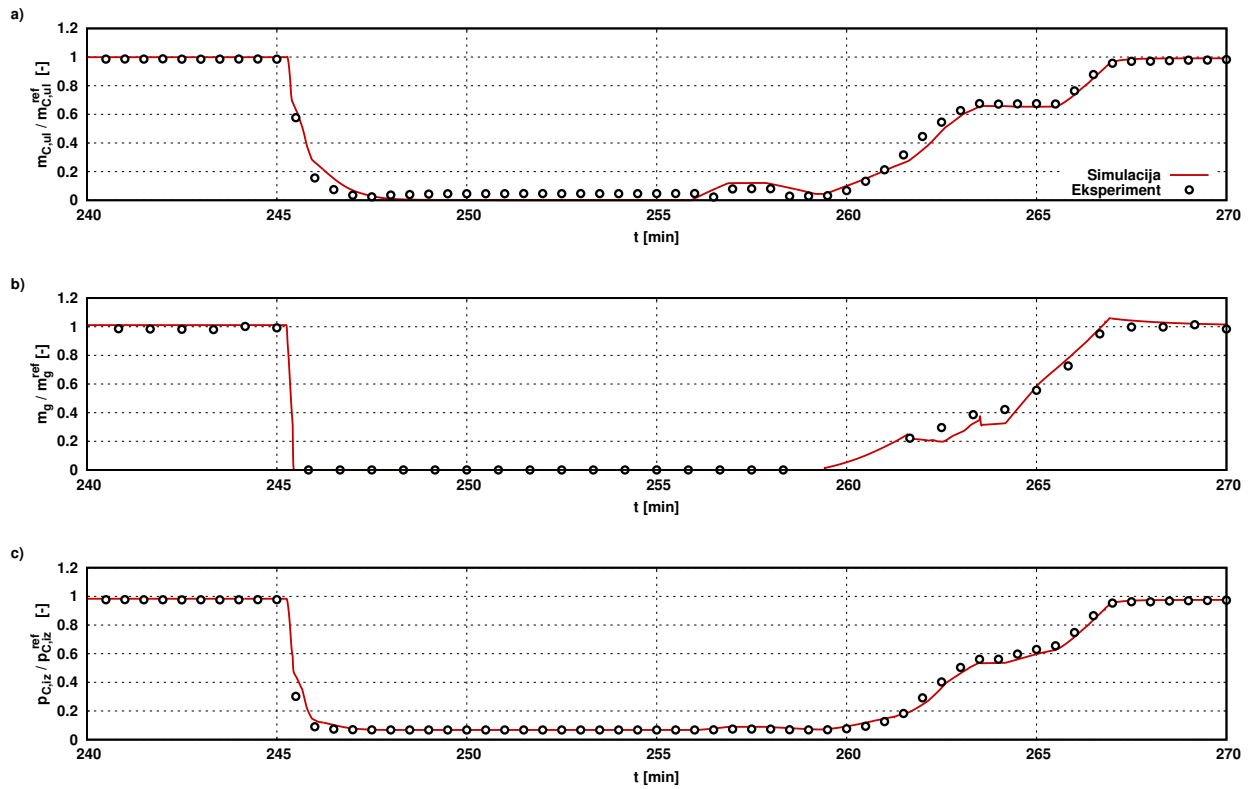
### 6.1.2.3 Zaustavljanje i startovanje iz toplog stanja

Poređenja numeričkih rezultata i eksperimentalnih podataka su prikazana na slikama 6.18–6.20. U prvoj fazi zaustavljanja, opterećenje se smanjuje do tačke praznog hoda. Nakon toga, ventil za dovod goriva se zatvara i turbina usporava, pri čemu intenzitet zavisi od inercije rotora. Pored inercije, usporenje zavisi i od bilansa snage. Za postizanje identične promene broja obrtaja kao u eksperimentu, neophodno je odlično predviđanje snage kompresora i turbine, kao i mehaničkih gubitaka. Pošto je ovo teško postići, pogotovo pri nižim brojevima obrtaja, postoji razlika u rezultatima (slika 6.18-a). Ipak, period zaustavljanja traje identično. Kada se rotor zaustavi, započinje faza hlađenja. Mala količina vazduha struji kroz protočni deo mašine zbog efekta promaje i zagreva se od kućišta i rotora. Zbog razmene toplote u podužnom pravcu, u vidu kondukcije, dolazi do zagrevanja kućišta kompresora i hlađenja konstrukcije grejne komore što za posledicu ima i povećanje temperature vazduha na izlazu iz kompresora (slika 6.20-a). Ovaj proces je izražen samo tokom faze hlađenja.

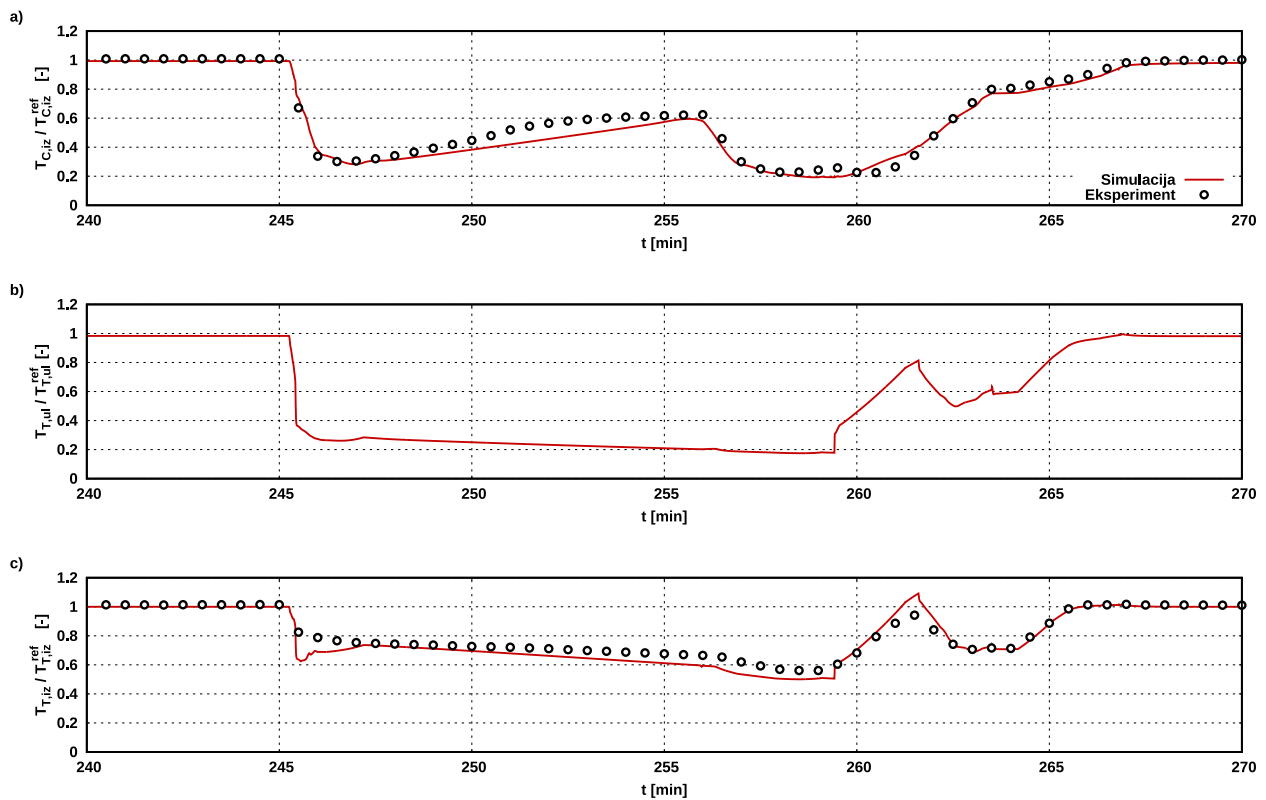
Poređenje temperature gasa na izlazu iz turbine je dato na slici 6.20-c. Kada se prekine dovod goriva, temperatura naglo opadne. Prilikom smanjenja masenog protoka kroz protočni deo mašine pri usporavanju, dolazi do porasta temperature vazduha usled zagrevanja od konstruktivnih elemenata. Pošto se konstrukcija sporo hladi predavanjem toplote okolini i temperatura vazduha će opadati sa malim gradijentom. Period hlađenja traje 5 minuta nakon čega turbina ponovo startuje. Broj obrtaja se povećava uz asistenciju startera i okolni, hladni vazduh struji kroz mašinu. Ovo rezultuje izbacivanjem zagrejanog vazduha i naglim smanjenjem temperature na izlazu iz kompresora. Pošto je mašina već zagrejana, količina toplote koja se razmeni između metala i toplih gasova je značajno niža nego pri hladnom startovanju, ali pošto se protok goriva dovodi prema istom rasporedu, temperatura na izlazu iz turbine će biti viša tokom ubrzavanja.



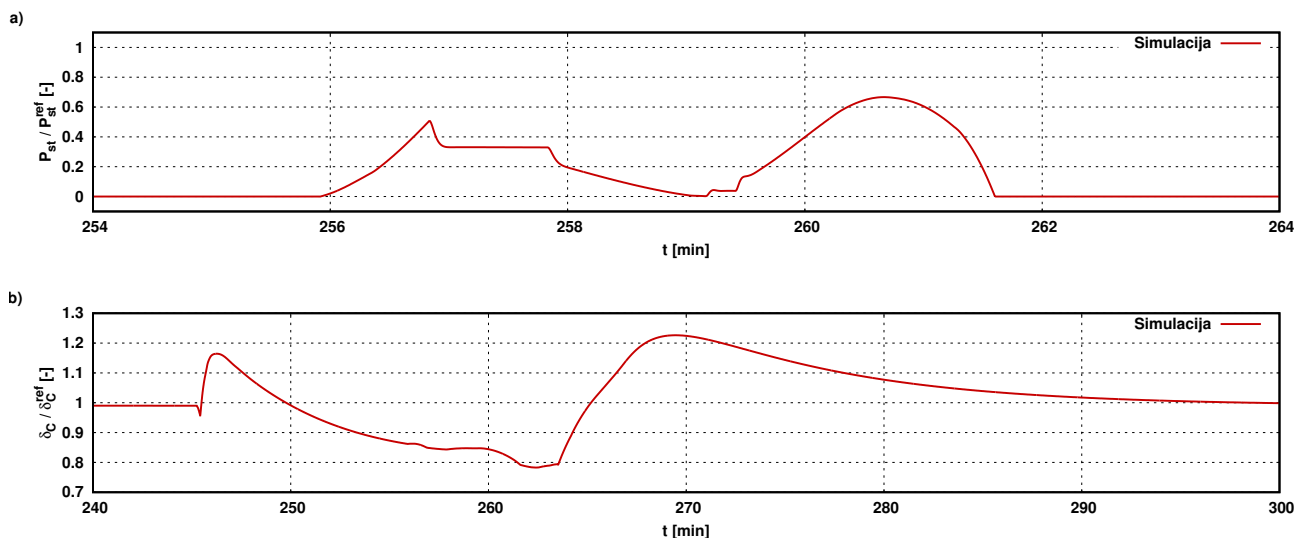
Sl. 6.18: Poređenje rezultata numeričke simulacije i eksperimenta zaustavljanja i startovanja iz toplog stanja: a) broj obrtaja, b) snaga gasne turbine, c) položaj podesivog pretkola



Sl. 6.19: Poređenje rezultata numeričke simulacije i eksperimenta zaustavljanja i startovanja iz toplog stanja: a) maseni protok vazduha na ulazu u kompresor, b) maseni protok goriva, c) pritisak na izlazu iz kompresora



Sl. 6.20: Poređenje rezultata numeričke simulacije i eksperimenta zaustavljanja i startovanja iz toplog stanja: a) temperatura na izlazu iz kompresora, b) temperatura na ulazu u turbinu, c) temperatura na izlazu iz turbine

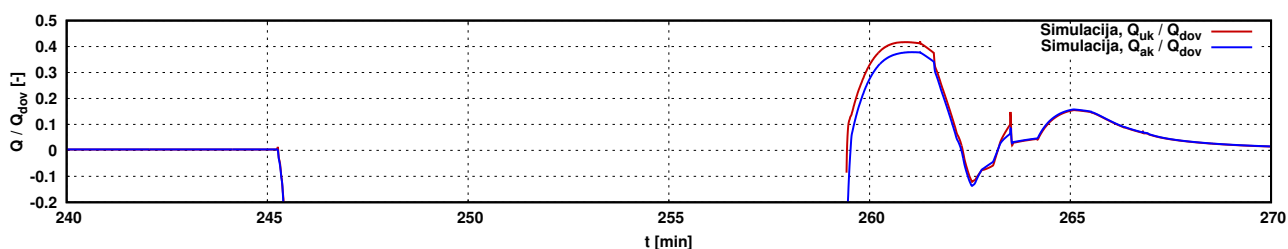


Sl. 6.21: Rezultati numeričke simulacije startovanja iz toplog stanja: a) snaga startera, b) visina procepa kompresora

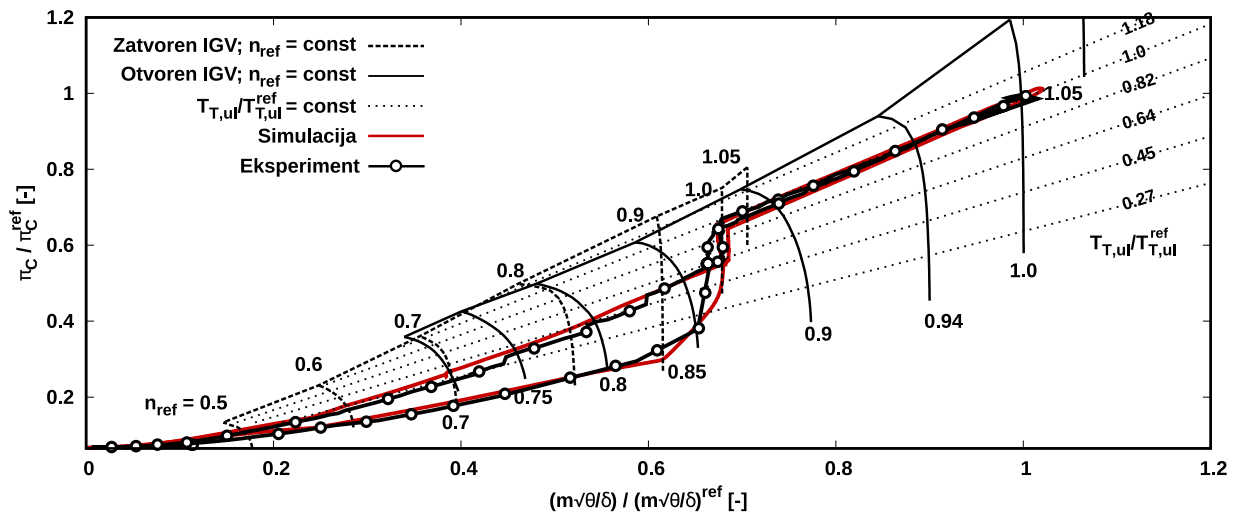
U toku pokretanja iz toplog stanja, maksimalna snaga startera je niža nego tokom hladnog starta, što je rezultat redukovane akumulacije toplote u metalu (slika 6.17-a). Tokom zaustavljanja, procep se povećava usled smanjenja centrifugalne sile. U periodu hlađenja, kućište se hladi brže od rotora, što rezultuje sporim smanjenjem procepa. Kada rotor ponovo ubrzava, centrifugalna sila izdužuje lopatice pa se smanjuju procepi. Ovo je kritičan period kada može doći do oštećenja mašine. Kada se dostigne pun broj obrtaja, procep počinje ponovo da raste zbog termičkog širenja kućišta kompresora.

Prilikom zaustavljanja dolazi do sniženja temperature gasa zbog prekida dovoda goriva. Ovaj efekat se umanjuje zbog prenosa toplote između zagrejane konstrukcije i hladnijeg gasa. Na slici 6.22 je odavanje toplote radnom telu prikazano negativnim vrednostima. Pošto se vrednosti dele sa  $\dot{Q}_{dov}$  koje je jednako nuli kada je isključen dovod goriva, dobija se beskonačna vrednost i zato je minimalna vrednost na dijagramu ograničena. Maksimalni toplotni fluks između gasa i metala, tokom pokretanja iz toplog stanja, iznosi 40% dovedene energije što je mnogo niže nego u slučaju startovanja iz hladnog stanja.

Radna linija kompresora na mapi je prikazana na slici 6.23. Prikazane su i dve mape, jedna sa otvorenim i druga sa zatvorenim podesivim pretkolom. Dijagonalno postavljene, isprekidane linije su linije konstantne temperature na ulazu u turbinu. Tokom prve faze startovanja, pretkolo je zatvoreno i stepen kompresije i maseni protok rastu sa porastom broja obrtaja. Kada se



Sl. 6.22: Akumulacija toplote pri zaustavljanju i startovanju iz toplog stanja



Sl. 6.23: Radna linija kompresora prilikom zaustavljanja i ponovnog pokretanja

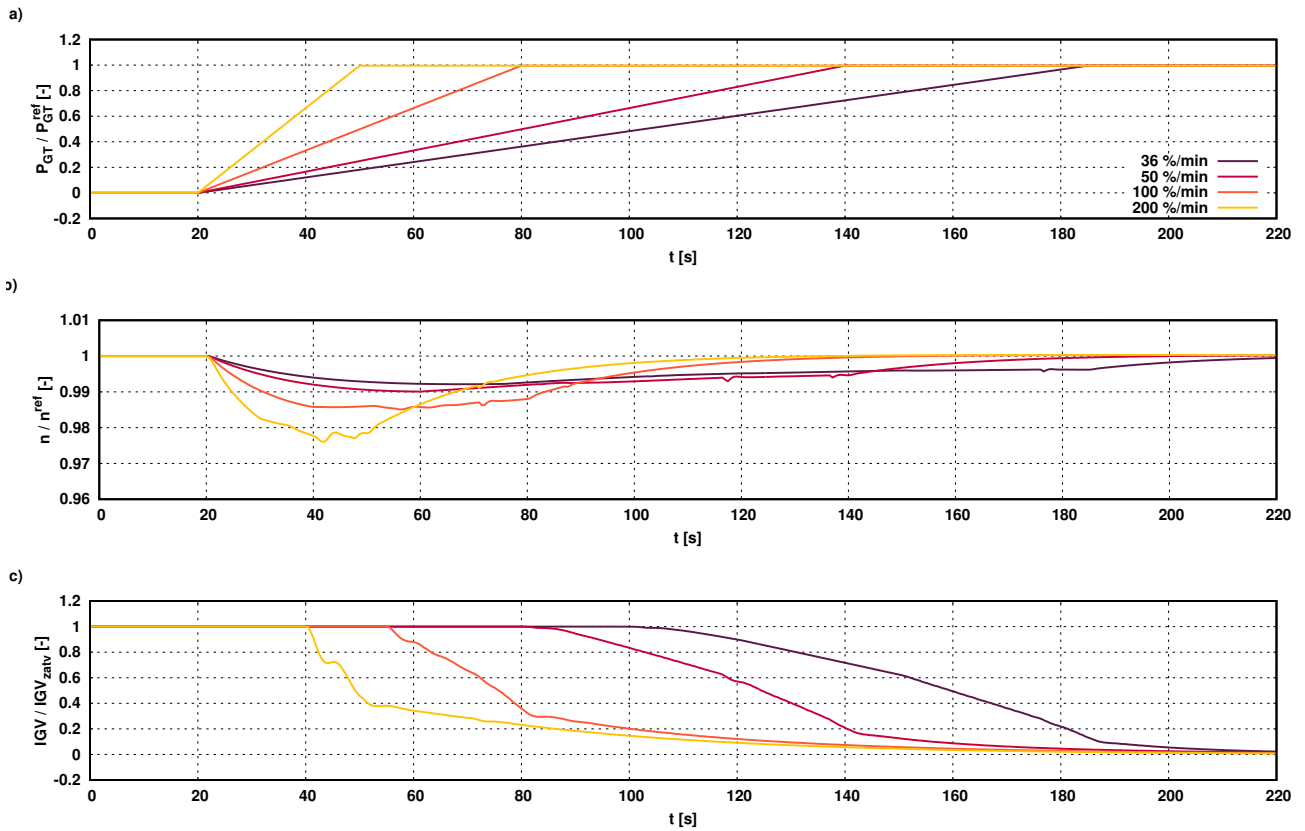
dostigne nominalni broj obrtaja, počinje povećanje snage sa zatvorenim pretkolom. Na slici je taj period prikazan gotovo vertikalnom linijom. Kada se dostigne zadata temperatura gasa na izlazu iz turbine, pretkolo počinje da se otvara. Razlika između radnih linija prilikom startovanja i zaustavljanja postoji tokom faza ubrzavanja i usporavanja. U slučaju zaustavljanja, protok goriva se prekida i ventili za ispušt vazduha u atmosferu se otvaraju. Ova procedura se vrši u cilju spuštavanja radne linije i izbegavanja granice pumpanja.

### 6.1.3 Uticaj gradijenta promene opterećenja na ponašanje gasne turbine

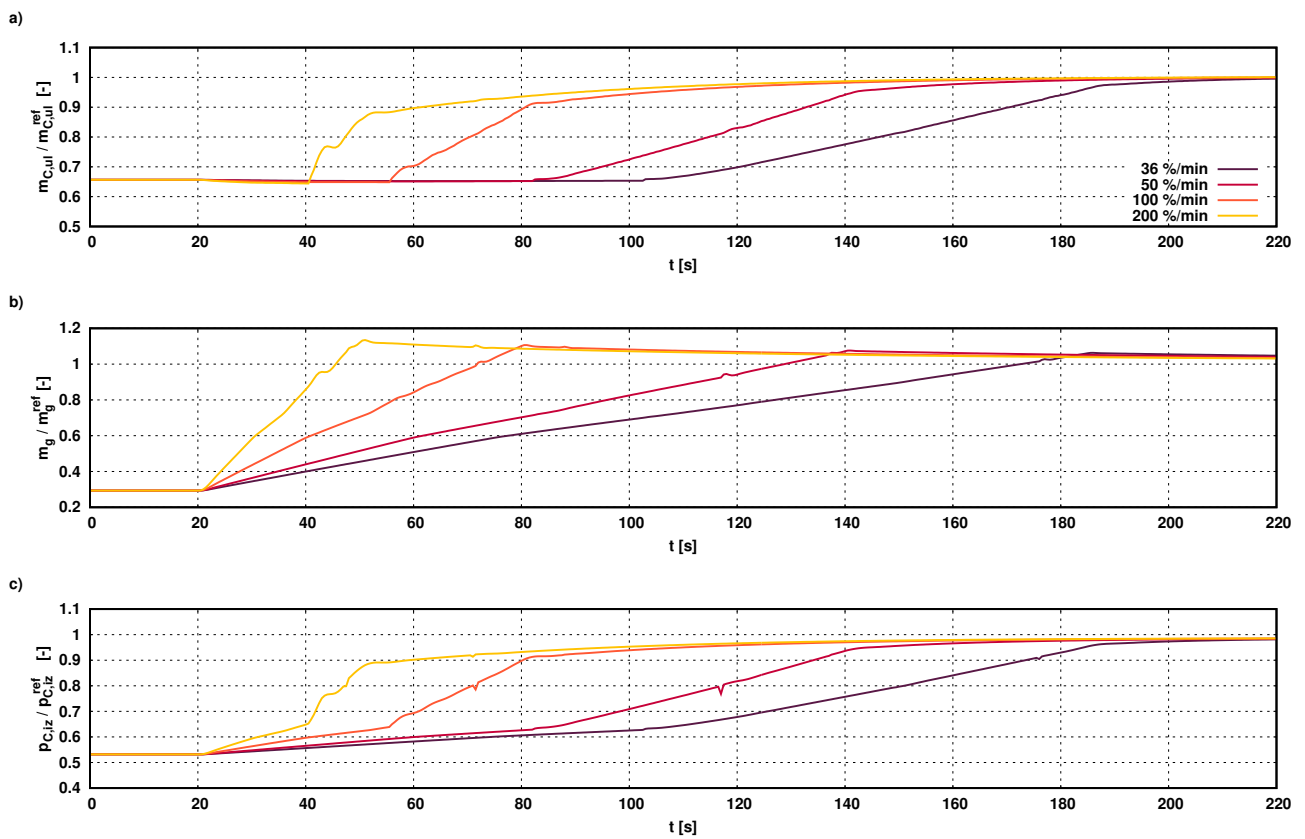
U ovom delu je analiziran uticaj smanjenja vremena potrebnog za prelaženje iz radne tačke praznog hoda do nominalne snage. Pošto nisu sprovedena eksperimentalna ispitivanja, prikazani su samo numerički rezultati na slikama 6.24–6.26. Pri prvoj simulaciji propisan je nominalni gradijent promene snage i za posmatranu mašinu iznosi 36%/min, odnosno do punog opterećenja je potrebno 2.78 minuta. Sprovedene su još 3 simulacije sa gradijentima 50, 100 i 200%/min, što odgovara periodima opterećivanja 120, 60 i 30 sekundi, respektivno.

Brža promena opterećenja izaziva veći pad broja obrtaja koji iznosi 97.7% nominalne vrednosti pri promeni od 200%/min (slika 6.24-b). Zbog naglog porasta izlazne temperature, dolazi i do bržeg otvaranja podesivog pretkola radi povećanja masenog protoka vazduha. Gradijent promene protoka goriva je sličan gradijentu snage. Po dostizanju nominalnog opterećenja, u slučaju simulacije sa gradijentom snage od 200%/min, protok goriva iznosi 113% nominalne vrednosti. Razlog povećanog protoka goriva je akumulacija energije unutar rotora i kućišta. Posledica toga je i viša temperatura na ulazu u turbinu.

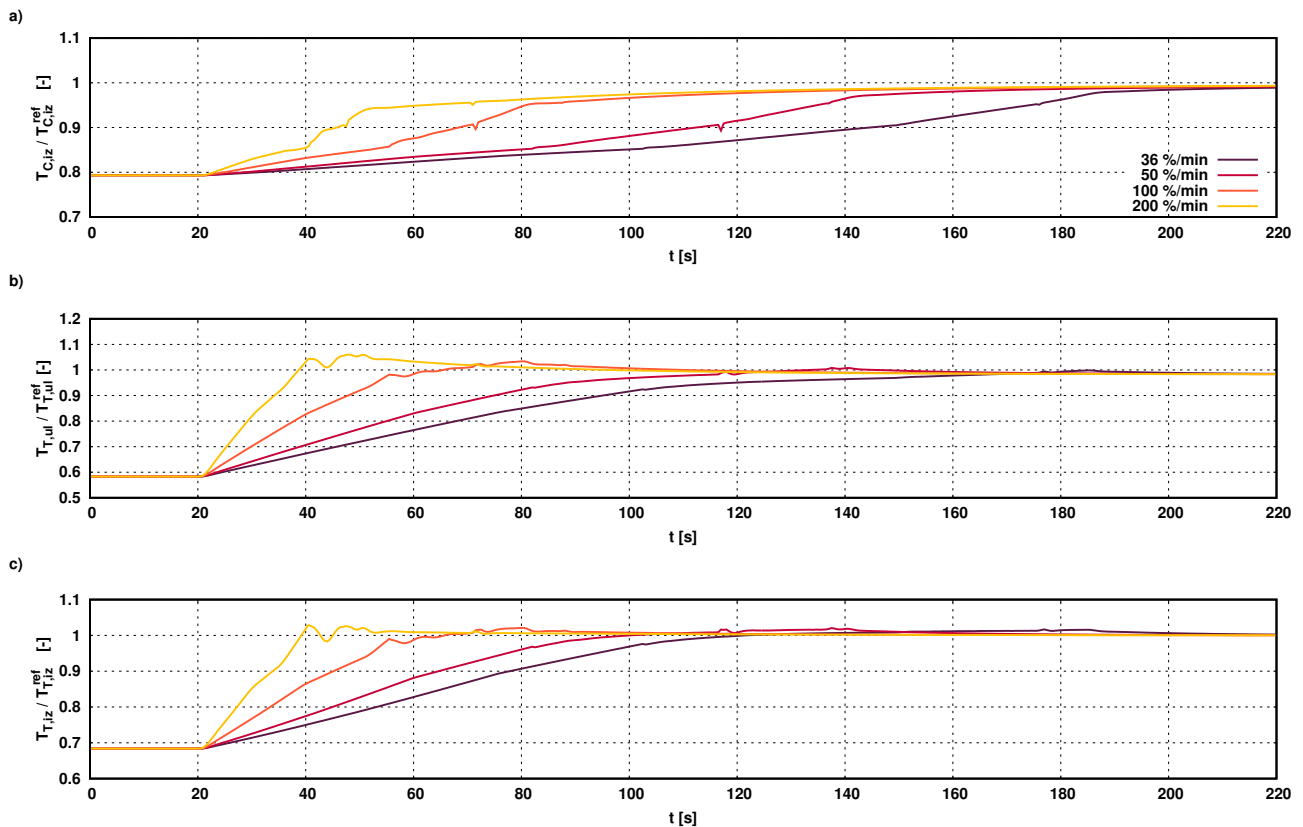




Sl. 6.24: Promena parametara pri različitim brzinama opterećivanja: a) snaga gasne turbine, b) broj obrtaja, c) položaj podesivog pretkola



Sl. 6.25: Promena parametara pri različitim brzinama opterećivanja: a) maseni protok vazduha na ulazu u kompresor, b) maseni protok goriva, c) pritisak na izlazu iz kompresora

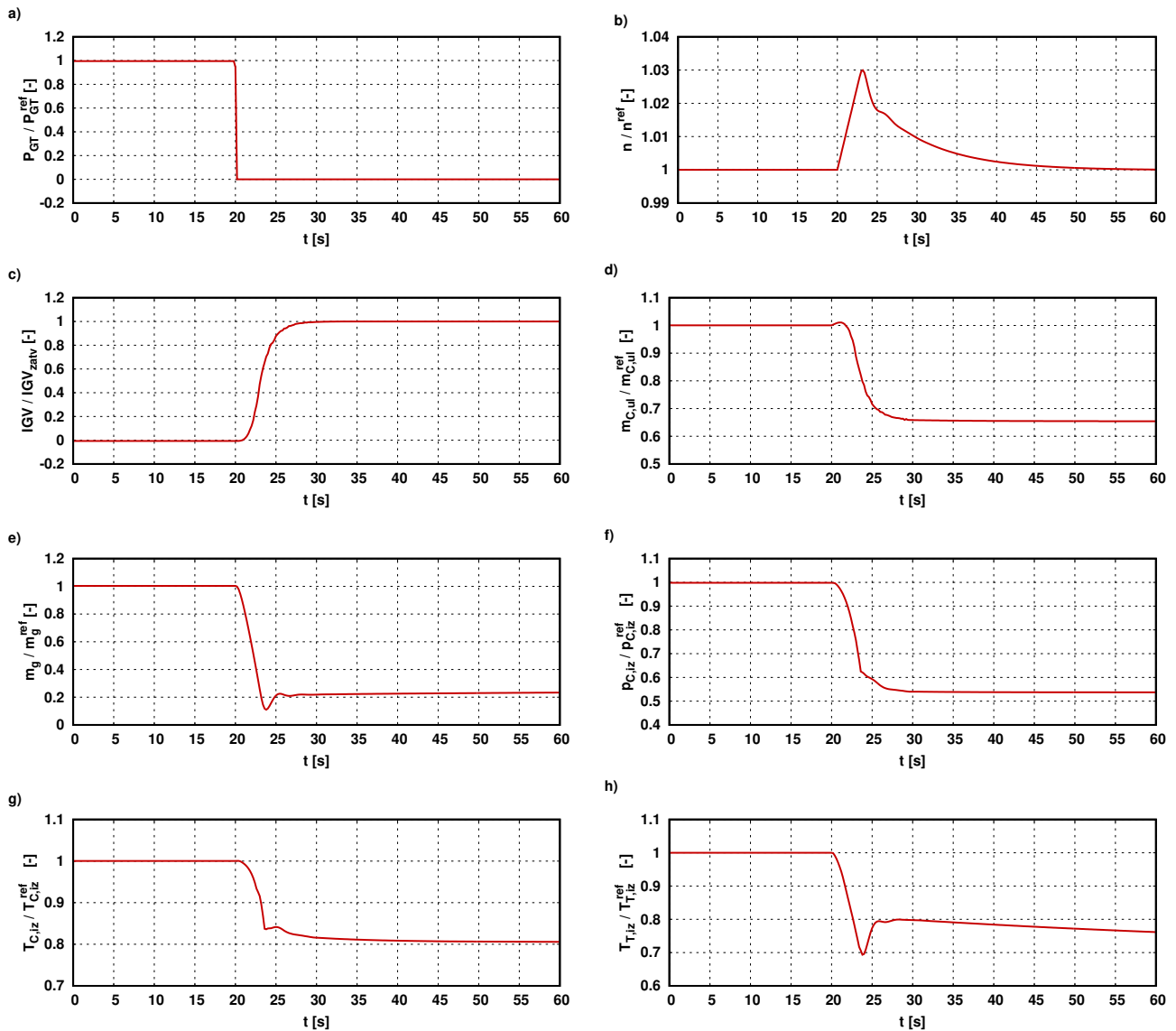


Sl. 6.26: Promena parametara pri različitim brzinama opterećivanja: a) temperatura na izlazu iz kompresora, b) temperatura na ulazu u turbinu, c) temperatura na izlazu iz turbine

## 6.1.4 Gubitak opterećenja pri ostrvskom radu

Gubitak opterećenja predstavlja kritičan prelazni režim rada jer dolazi do naglih promena svih radnih parametara. Ovo je test koji se sprovodi pri prijemnom ispitivanju, kako bi se testirao rad regulatora. Najvažniji parametar koji se prati je broj obrtaja rotora i on ne sme da pređe 111% nominalne vrednosti.

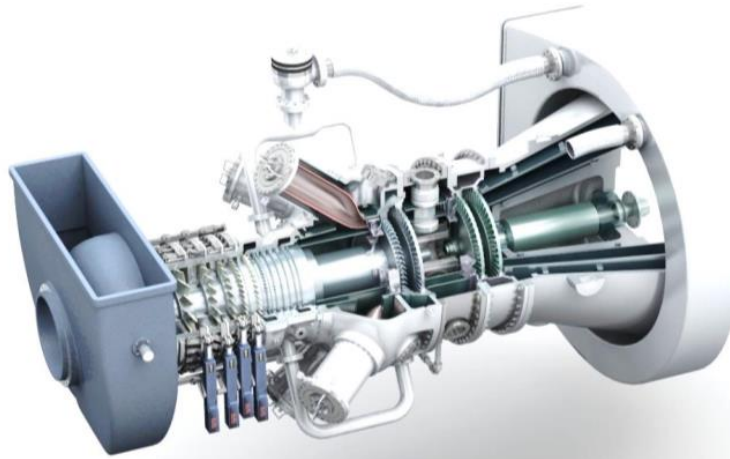
Simulacija je sprovedena tako da se opterećenje promeni, od nominalnog, do praznog hoda u vremenskom periodu od 0.1 s, što skoro odgovara stepenastoj promeni (slika 6.27-a). Pri gubitku snage, dolazi do disbalansa mehaničke snage i broj obrtaja počinje da raste, što je prikazano na slici 6.27-b. Gradijent promene broja obrtaja zavisi od inercije rotora, ali i od bilansa snaga kompresora i turbine. Iako se protok goriva smanjuje (slika 6.27-e), broj obrtaja raste sve dok se ne izjednači snaga turbine sa zbirom snaga kompresora, opterećenja i mehaničkih gubitaka. Tada se dostiže maksimalni broj obrtaja koji iznosi 103% od nominalne vrednosti. Daljim smanjenjem goriva, smanjuje se i brzina obrtanja i posle 40 s od poremećaja, dostiže nominalnu vrednost. Zbog kašnjenja u sistemu merenja izlazne temperature i ograničene brzine rada izvršnih organa za promenu geometrije kompresora, promena ugla pretkola ima oblik slova S. Maseni protok vazduha koji je dat na slici 6.27-d, po pojavi poremećaja počinje da raste ali kako se podesivi elementi kompresora zatvaraju i on opada. Pri promeni protoka goriva prisutne su oscilacije tokom prelaznog procesa, ali njihova amplituda je prihvatljiva što govori da je regulator dobro podešen. Oblik krive promene izlazne temperature (slika 6.27-h) odgovara promeni protoka goriva i dostiže minimum u trenutku najnižeg protoka.



Sl. 6.27: Promena parametara pri gubitku opterećenja generatora: a) snaga gasne turbine, b) broj obrtaja, c) položaj podesivog pretkola, d) maseni protok vazduha na ulazu u kompresor, e) maseni protok goriva, f) pritisak na izlazu iz kompresora, g) temperatura na izlazu iz kompresora, h) temperatura na izlazu iz turbine.

## 6.2 Dvovratilna industrijska gasna turbina

U odnosu na prethodne primere, ovde je izabrana dvovratilna turbina **MAN MGT6000-2s** istog proizvođača i njen izgled je prikazan na slici 6.28. Glavna primena turbine je za mehanički pogon radne mašine, npr. pumpe ili kompresora. Specifikacija nominalnih radnih parametara pri ISO referentnim uslovima na ulazu je data u tabeli 6.2. Pošto ima dva vratila, turbinska sekcija je podeljena na generator gasa (turbinu visokog pritiska) i slobodnu turbinu (turbinu niskog pritiska). Obe turbine imaju po dva stupnja. Slobodna turbina može da radi u širokom opsegu broja obrtaja, od 45% do 105% nominalne vrednosti. Radna mašina se povezuje sa gasnom turbinom sa tople strane, preko spojnice rotora slobodne turbine. Kompresor i grejne komore su identični kao kod jednovratilnog modela.



Sl. 6.28: Gasna turbina MAN MGT6000-2s

I u ovom slučaju, model je validiran poređenjem rezultata simulacije i eksperimentalnih podataka pri startovanju, promeni broja obrtaja i opterećenja, kao i pri zaustavljanju. Simulacija je sprovedena sa uključenim sistemom regulisanja, gde su zadate veličine uzete iz istorije promena tokom testa. Izvršena je samo jedna simulacija koja predstavlja vremenski period od 156 minuta i izmerene vrednosti snage i brojeva obrtaja su prikazane na slici 6.29. Radi lakše analize, prikaz rezultata je podeljen na tri dela.

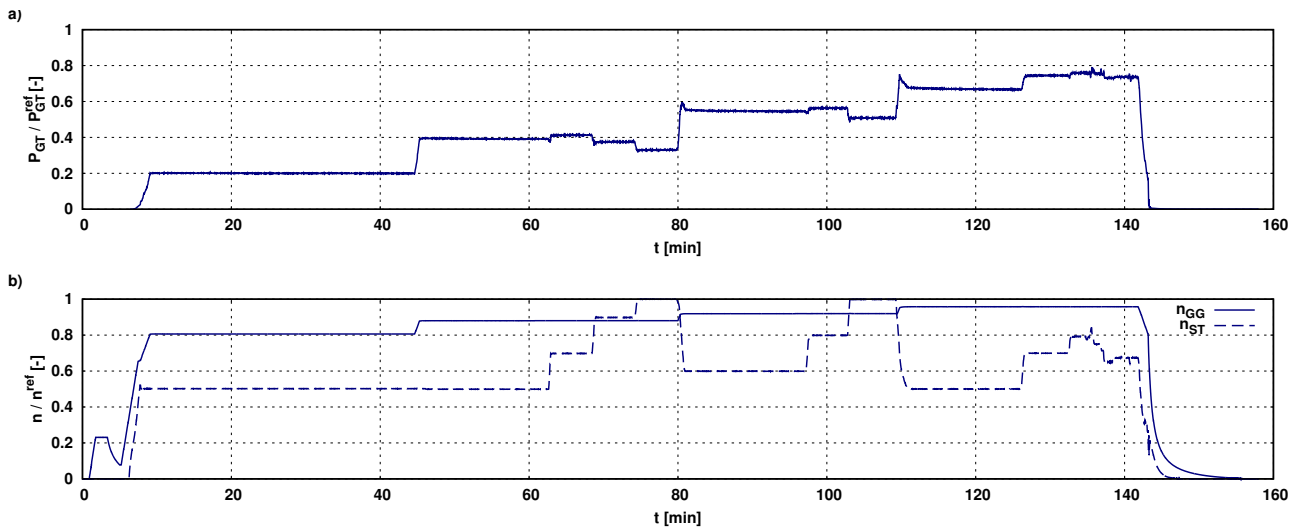
### 6.2.1 Startovanje

Procedura startovanja dvovratilne turbine je donekle slična proceduri pokretanja turbine sa jednim vratilom. Međutim, razlika postoji u startovanju slobodne turbine. Ona je u fazama zakretanja, provetravanja i paljenja goriva kao i početnog ubrzavanja u stanju mirovanja. Njena rotacija započinje tek kada aerodinamičke sile savladaju otpor u ležajevima. U ovom primeru, slobodna turbina počinje da se okreće kada broj obrtaja generatora gasa dostigne 30% nominalne vrednosti (slika 6.30-a). U tom trenutku maseni protok na ulazu u kompresor iznosi 15% nominalnog protoka što je prikazano na slici 6.31-a.

Pri dostizanju stacionarnog radnog režima, slobodna turbina radi na 50% od nominalnog broja obrtaja pri opterećenju od 20% i taj radni režim je označen kao 50/20. Broj obrtaja generatora gasa je rezultat ova dva parametra i pri ovom režimu rada slobodne turbine iznosi 81% nominalne vrednosti. Položaj pretkola je funkcija broja obrtaja generatora gasa a ne izlazne temperature kao u slučaju jednovratilne turbine (slika 6.30-c).

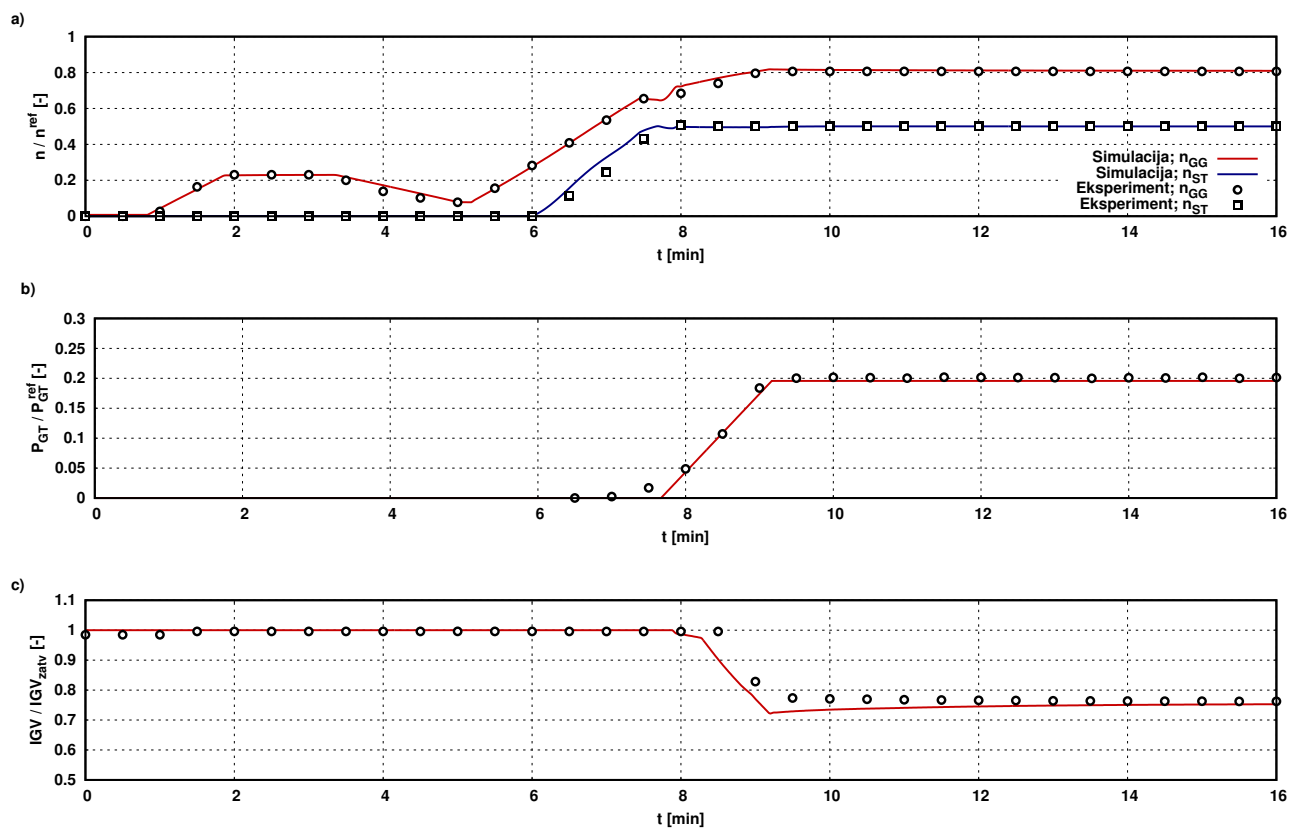
**Tabela 6.2:** Specifikacija nominalnih radnih parametara [26]

Parametar	Jedinica	Vrednost
Mehanička snaga	kW	6900.0
Ukupni stepen korisnosti (mehanički)	%	34.0
Maseni protok izduvnih gasova	kg/s	28.1
Temperatura izduvnih gasova	°C	460.0
Broj obrtaja slobodne turbine	min <sup>-1</sup>	12000
Radni opseg broja obrtaja slobodne turbine	%	45 – 105
Stepen kompresije	-	15.0

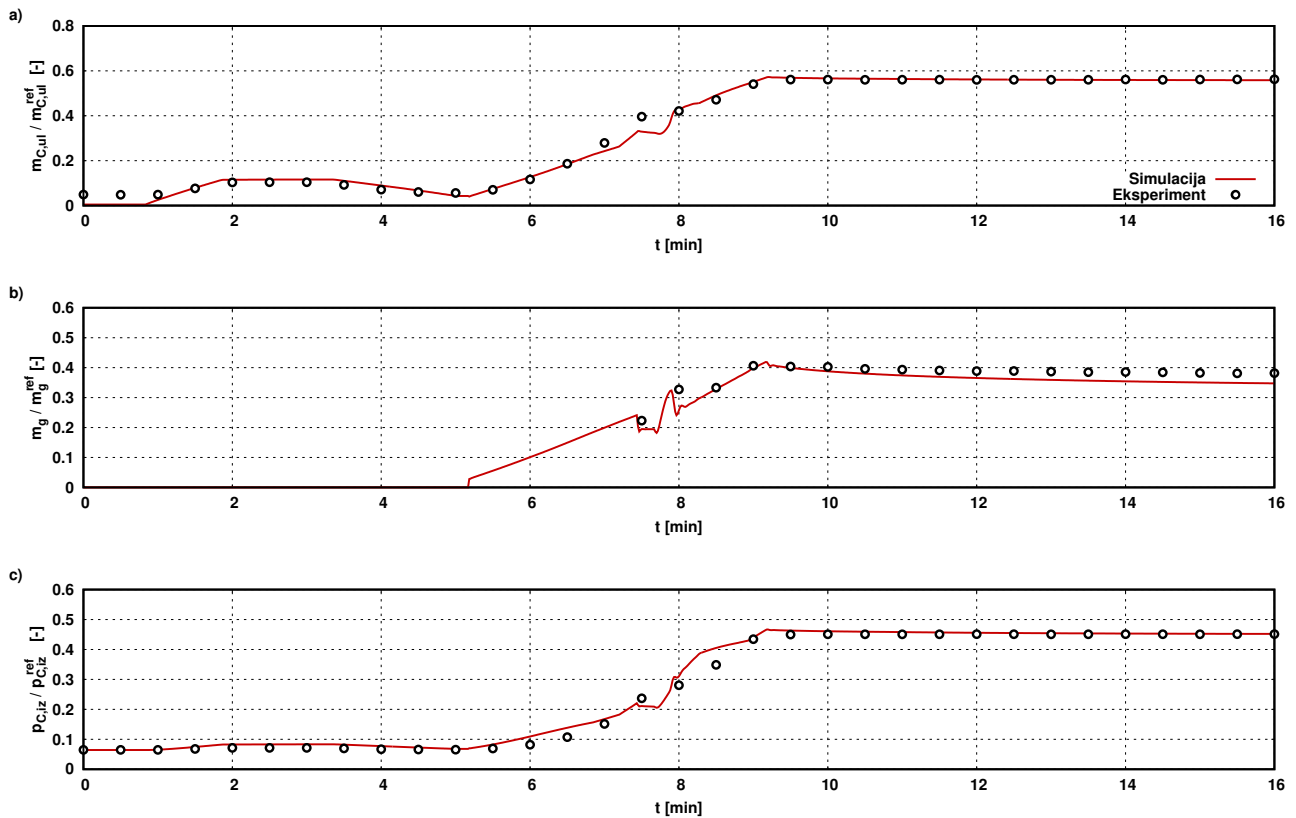


Sl. 6.29: Eksperimentalni podaci: a) mehanička snaga gasne turbine, b) brojevi obrtaja generatora gasa i slobodne turbine

Maseni protok goriva, koji je prikazan na slici 6.31-b, od trenutka paljenja do isključenja startera u 8. minutu, se povećava prema zadatom rasporedu. Nakon toga se prelazi na regulaciju prema broju obrtaja generatora gasa i tek se onda prebacuje na regulaciju prema brzini obrtanja slobodne turbine. Prelasci iz jednog u drugi način regulisanja se mogu videti na osnovu pojave manjih oscilacija protoka goriva.

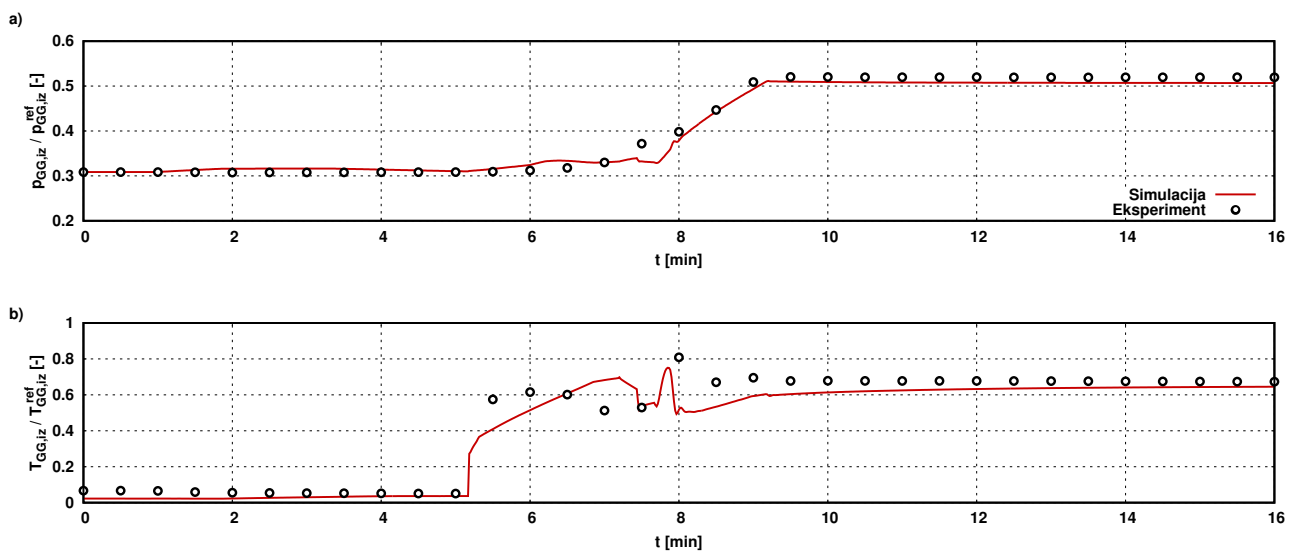


Sl. 6.30: Poređenje rezultata numeričke simulacije i eksperimenta startovanja iz hladnog stanja: a) broj obrtaja, b) snaga gasne turbine, c) položaj podesivog pretkola

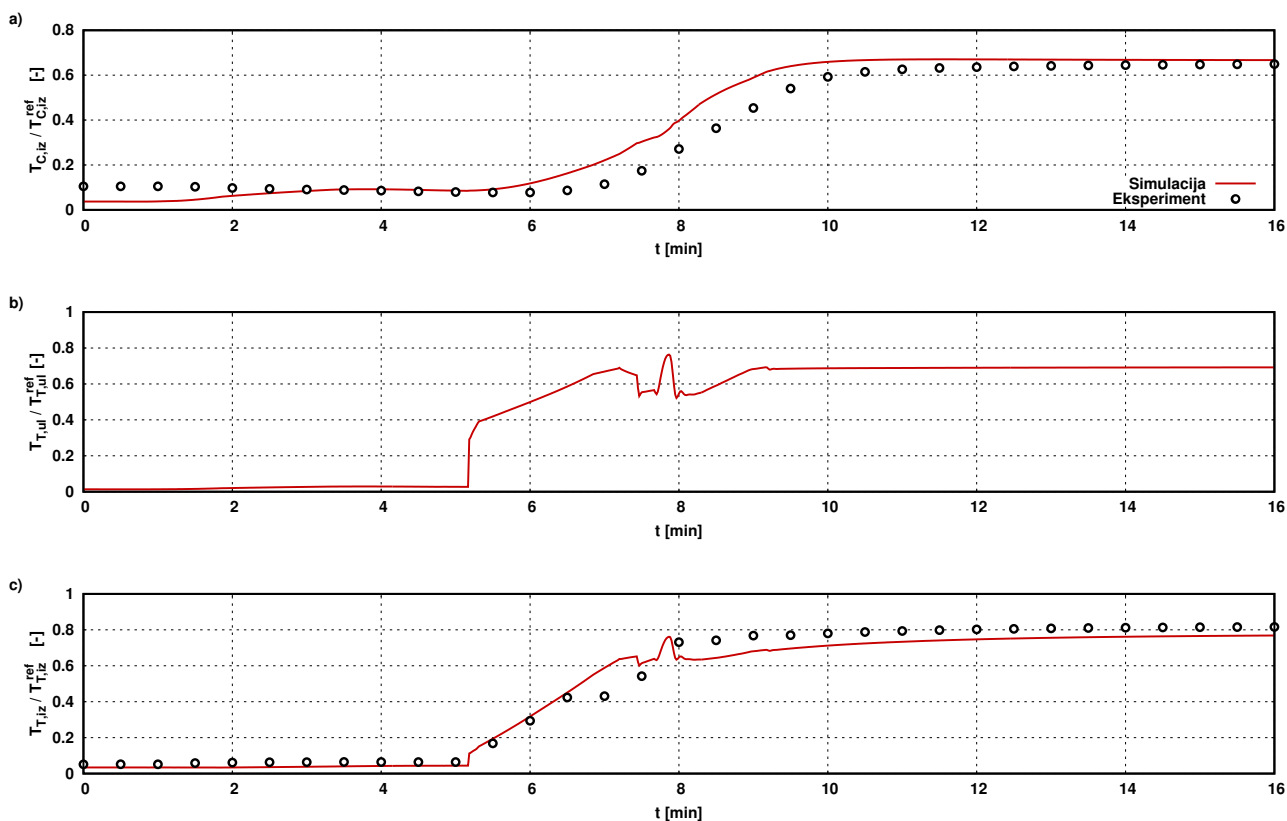


Sl. 6.31: Poređenje rezultata numeričke simulacije i eksperimenta startovanja iz hladnog stanja: a) maseni protok vazduha na ulazu u kompresor, b) maseni protok goriva, c) pritisak na izlazu iz kompresora

Promene pritiska i temperature između dve turbine su prikazane na slici 6.32. Pritisak na izlazu iz generatora gasa je rezultat slaganja radnih karakteristika turbine i pošto je pri startovanju manja protočna moć slobodne turbine dolazi do porasta pritiska sve do uspostavljanja ravnoteže. Nagli skok temperature se dešava pri paljenju goriva koji je praćen smanjenjem usled povećanja ekspanzije u generatoru gasa. U stacionarnom režimu 50/20, pritisak i temperatura



Sl. 6.32: Poređenje rezultata numeričke simulacije i eksperimenta startovanja iz hladnog stanja: a) pritisak na izlazu iz generatora gasa, b) temperatura na izlazu iz generatora gasa



**Sl. 6.33:** Poređenje rezultata numeričke simulacije i eksperimenta startovanja iz hladnog stanja: a) temperatura na izlazu iz kompresora, b) temperatura na ulazu u turbinu, c) temperatura na izlazu iz turbine

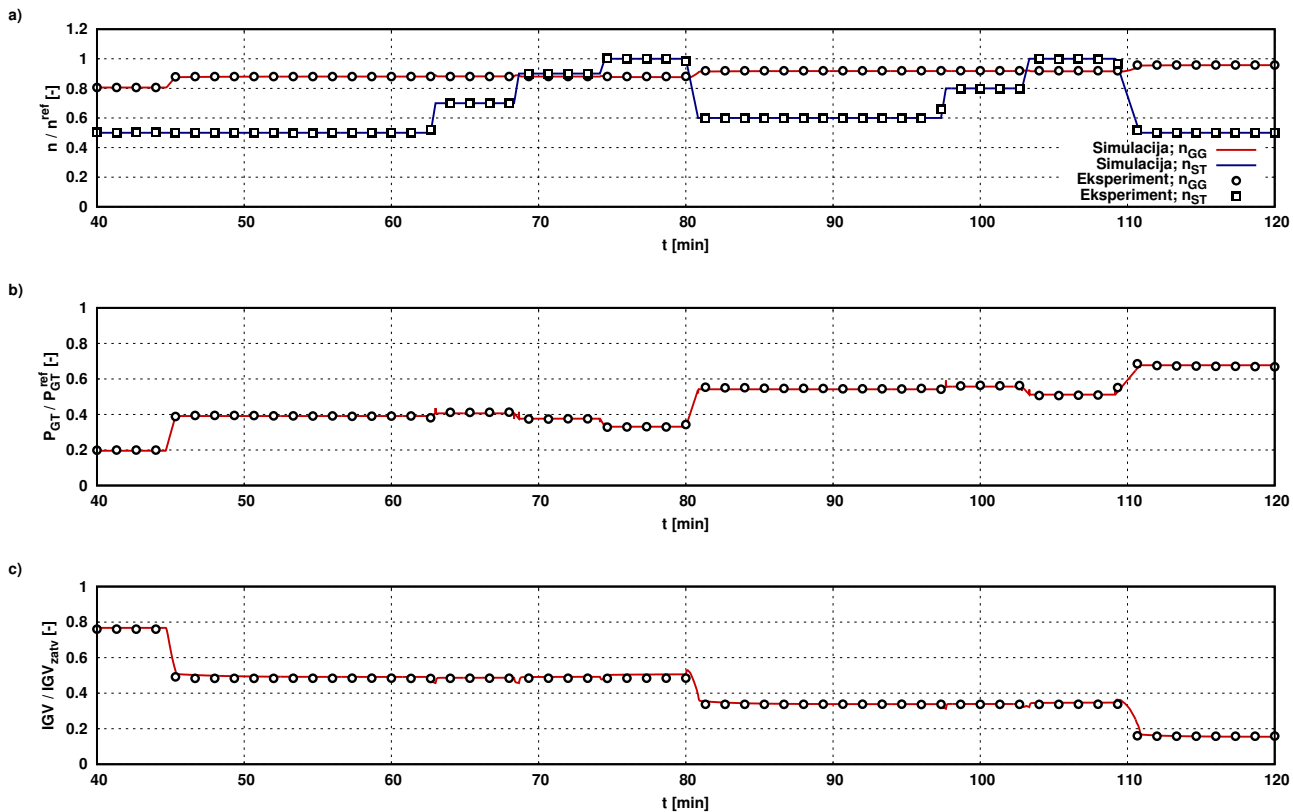
na izlazu iz generatora gasa iznose, redom, 50% i 72% nominalnih vrednosti. Poređenja temperatura na karakterističnim mestima su data na slici 6.33. Značajno odstupanje postoji kod temperature na izlazu iz kompresora tokom ubrzavanja i ono je posledica apsorpcije toplote.

## 6.2.2 Promena opterećenja i variranje broja obrtaja slobodne turbine

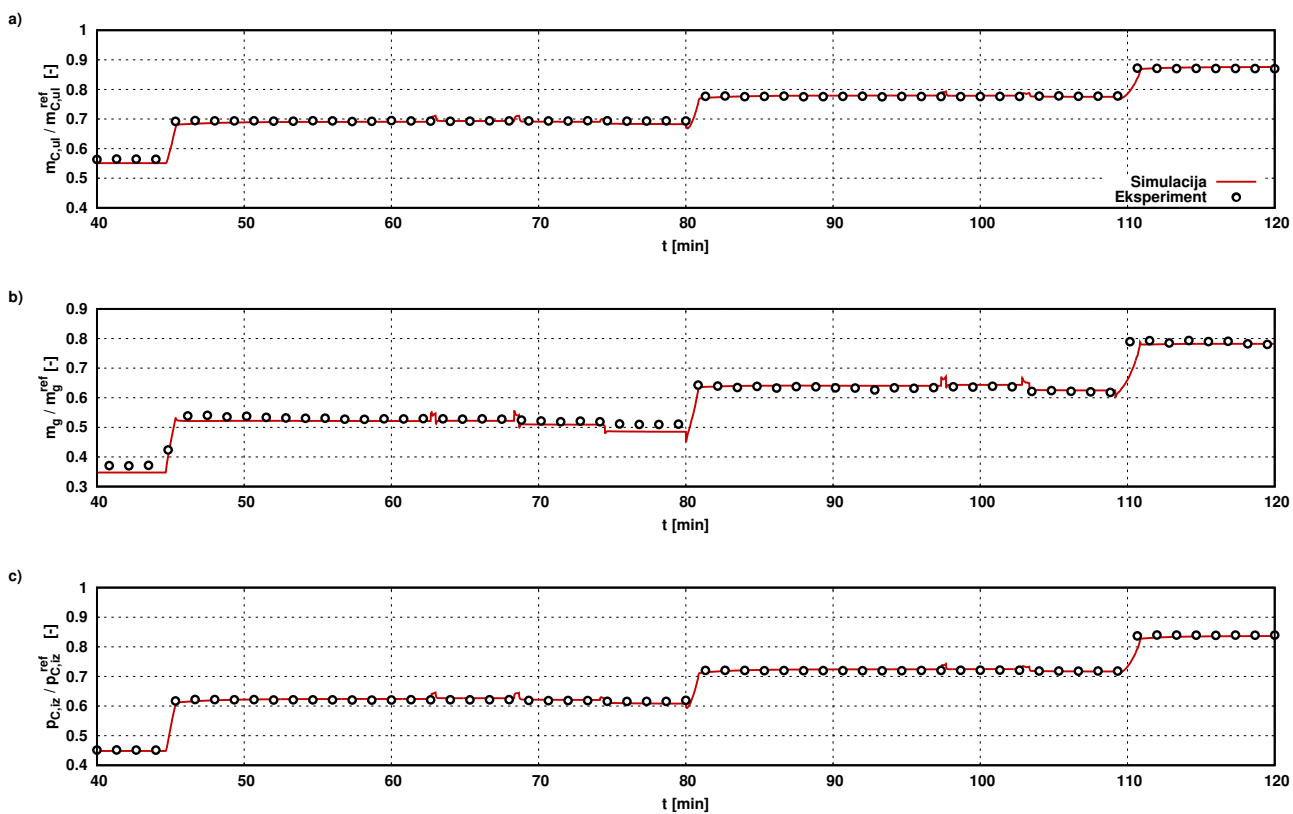
U ovom delu je prikazano ponašanje gasne turbine pri promeni broja obrtaja slobodne turbine i njene snage. Na slikama 6.34-a i 6.34-b je prikazano poređenje numeričkih i eksperimentalnih rezultata za broj obrtaja generatora gasa i slobodne turbine i snage turbine, respektivno. Snaga turbine je ulazni podatak, dok je broj obrtaja slobodne turbine regulisana veličina. Broj obrtaja generatora gasa je rezultat.

Na slici 6.34 se vidi da se snaga i broj obrtaja slobodne turbine mogu zadavati nezavisno u širokom radnom opsegu. Pored toga, evidentno je da se broj obrtaja generatora gasa malo menja sa promenom broja obrtaja slobodne turbine pri konstantnoj snazi. Sa povećanjem snage, povećava se i broj obrtaja generatora gasa. Pri povećanju snage za 20% u 45. minutu, broj obrtaja generatora gasa se poveća za 9%. Obe promene su u odnosu na nominalne vrednosti. Pošto je ugao podesivog pretkola funkcija broja obrtaja generatora gasa, može se videti da su obe vrednosti tačno određene (slika 6.34-c).

Na slikama 6.35–6.37 je dato poređenje rezultata numeričke simulacije i eksperimentalnih podataka najvažnijih parametara. Ostvareno je veoma dobro slaganje rezultata.

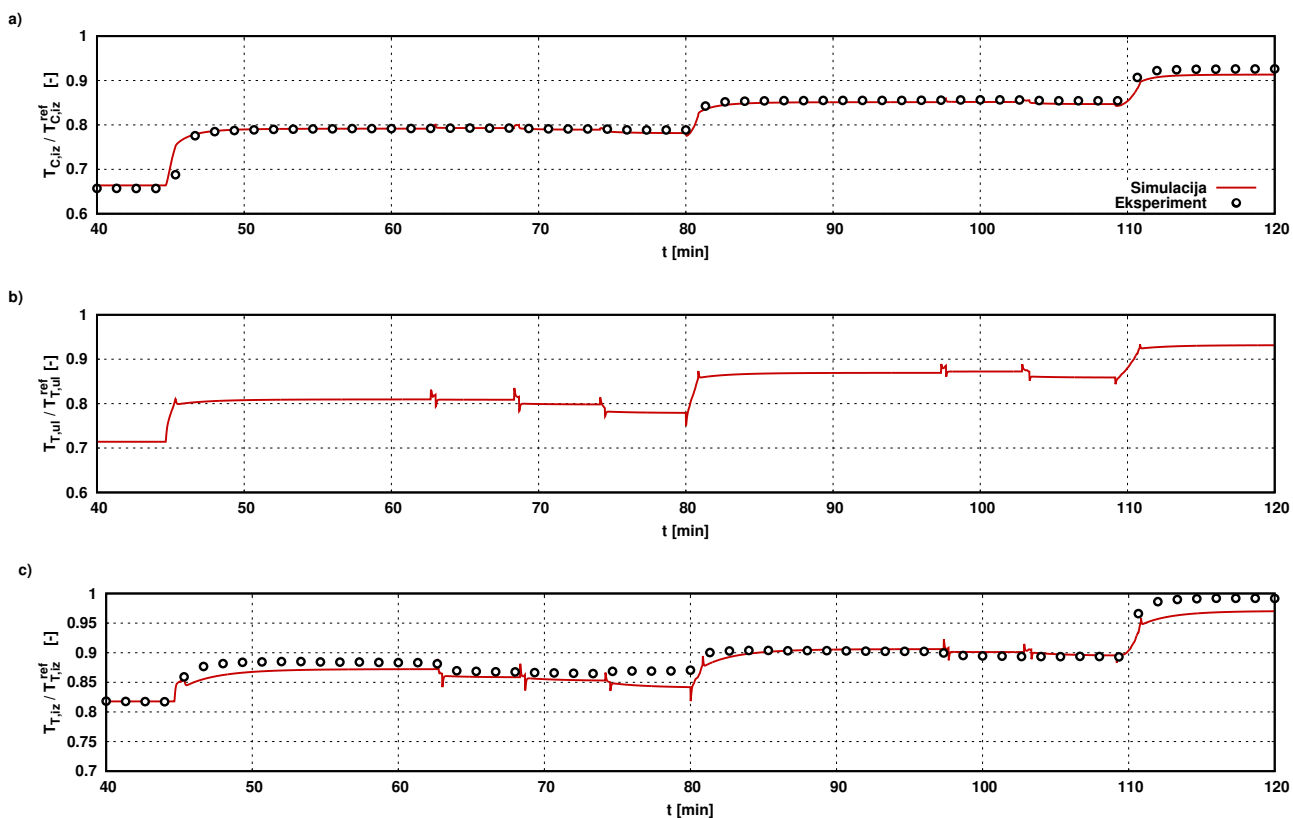


Sl. 6.34: Poređenje rezultata numeričke simulacije i eksperimenta promene opterećenja: a) broj obrtaja, b) snaga gasne turbine, c) položaj podesivog pretkola

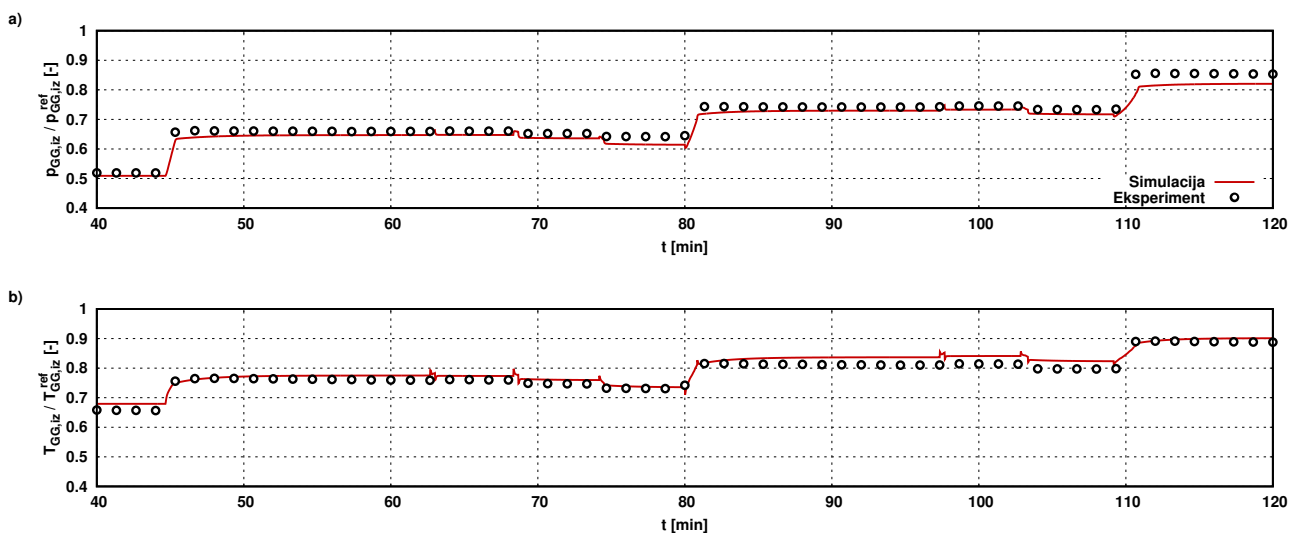


Sl. 6.35: Poređenje rezultata numeričke simulacije i eksperimenta promene opterećenja: a) maseni protok vazduha na ulazu u kompresor, b) maseni protok goriva, c) pritisak na izlazu iz kompresora





Sl. 6.36: Poređenje rezultata numeričke simulacije i eksperimenta promene opterećenja: a) temperatura na izlazu iz kompresora, b) temperatura na ulazu u turbinu, c) temperatura na izlazu iz turbine

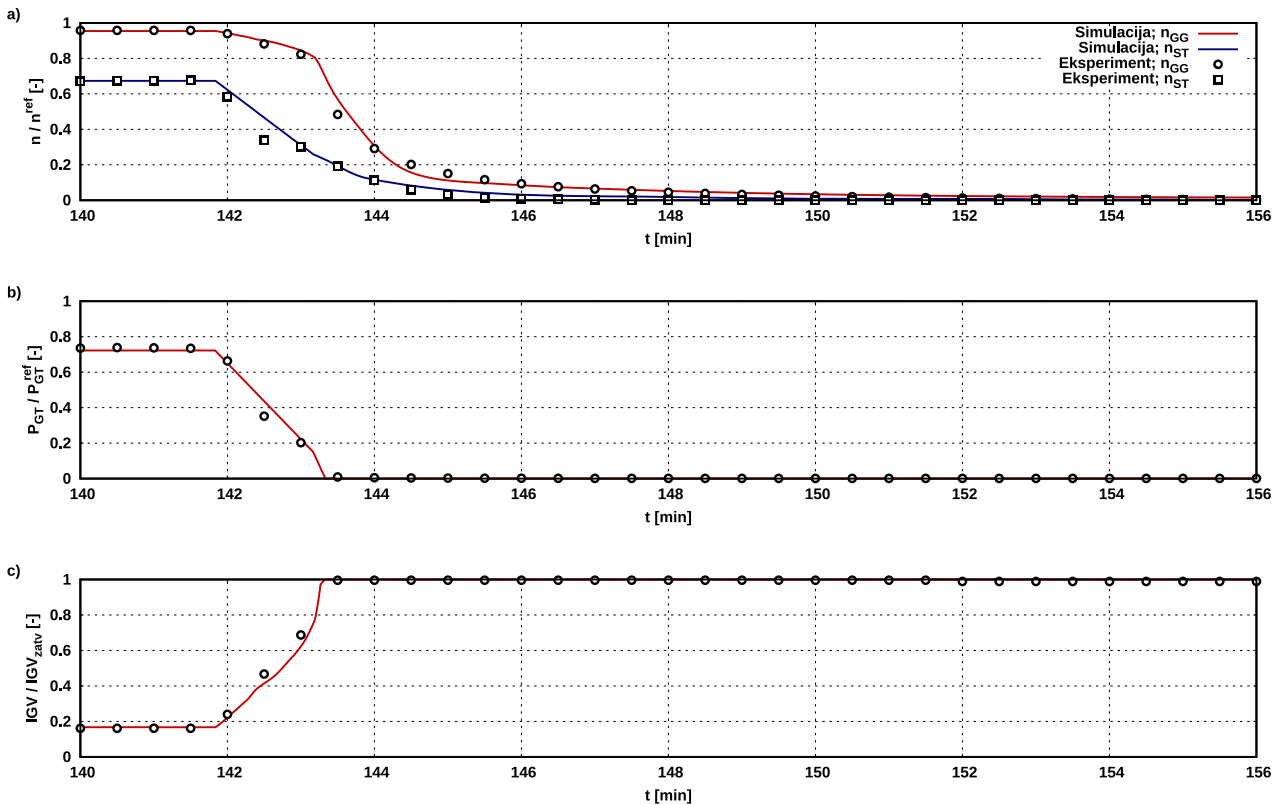


Sl. 6.37: Poređenje rezultata numeričke simulacije i eksperimenta promene opterećenja: a) pritisak na izlazu iz generatora gasa, b) temperatura na izlazu iz generatora gasa

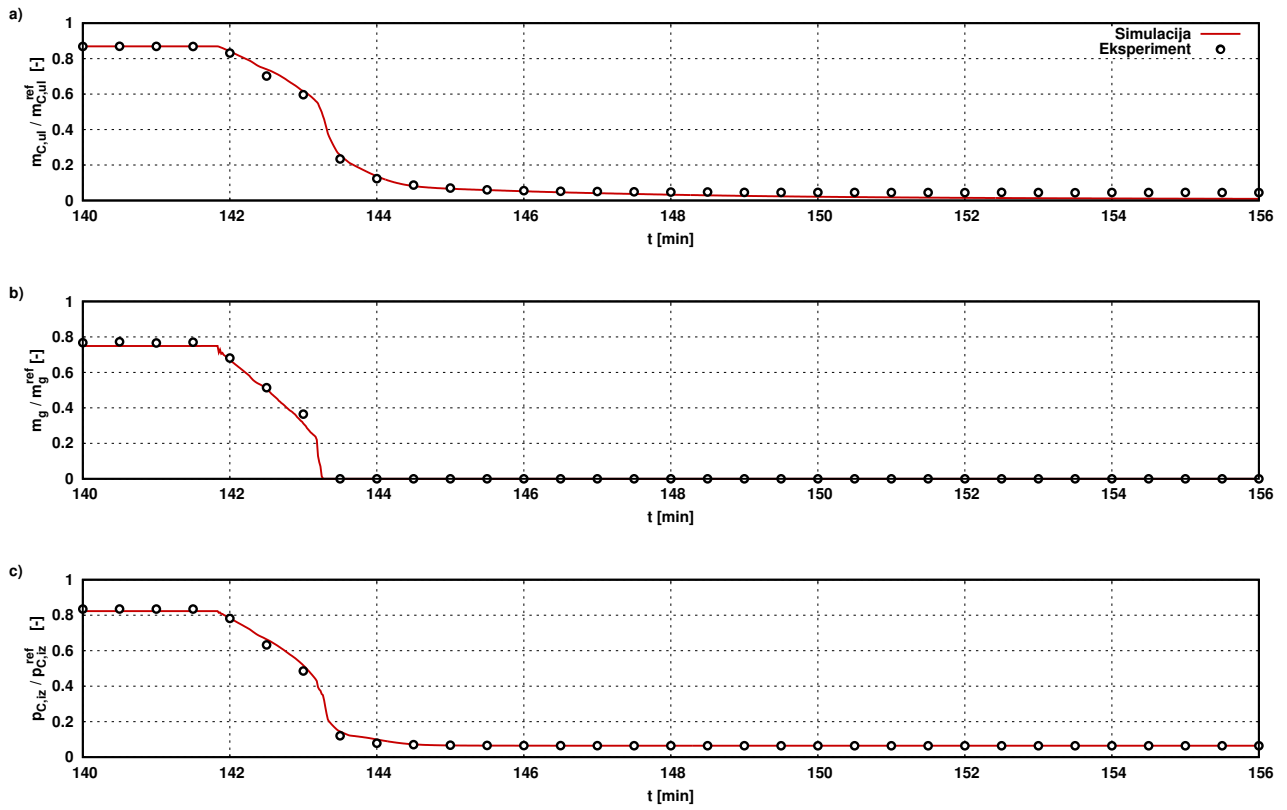
### 6.2.3 Zaustavljanje

U ovom eksperimentu, zaustavljanje se započinje iz radne tačke 68/72 gde broj obrtaja slobodne turbine iznosi 68% a snaga 72% od nominalnih vrednosti (slika 6.38). Postupak zaustavljanja se sprovodi tako što se paralelno smanjuje opterećenje i broj obrtaja slobodne turbine. Kada bi se prvo smanjilo opterećenje, kao u slučaju postrojenja sa jednim vratilom, moglo bi da dođe do ubrzavanja slobodne turbine zbog male inercije rotora. Broj obrtaja generatora gasa počinje da opada i zatvara se podesivo pretkolo. Pri opterećenju od 20%, prekida se dovod goriva, što je prikazano na slici 6.39-b i turbine slobodno usporavaju do zaustavljanja. Zbog manjeg momenta inercije, prvo se zaustavi slobodna turbina a potom i generator gasa.

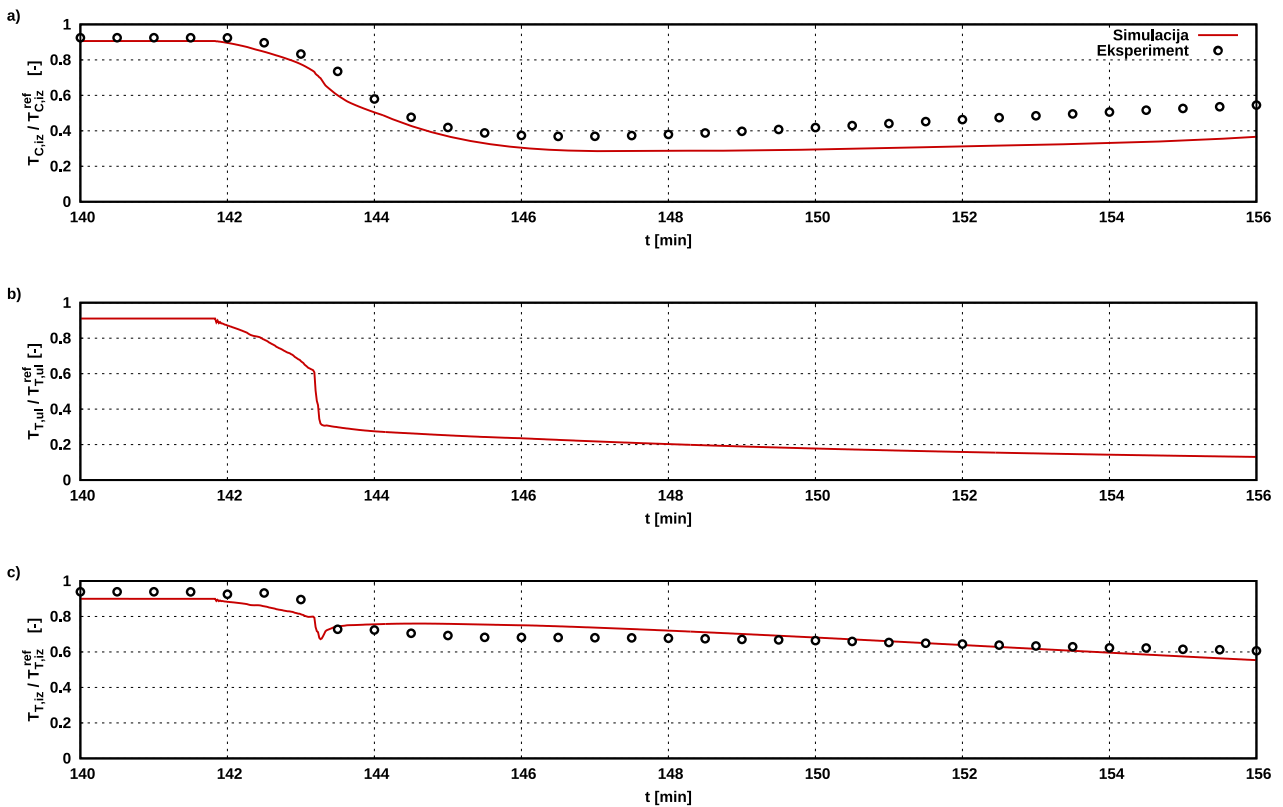
Poređenja numeričkih i eksperimentalnih rezultata najznačajnijih parametara su prikazana na slikama 6.39–6.41. Postignuto slaganje rezultata je odlično. Po zaustavljanju, svi pritisci odgovaraju ambijentalnim uslovima. Međutim, zbog apsorbovane toplote unutar konstruktivnih elemenata i malog masenog protoka kroz mašinu temperature se sporo menjaju. Temperatura na izlazu iz kompresora, koja je prikazana na slici 6.40-a, raste zbog zagrevanja vazduha od konstruktivnih elemenata kompresora, toplotom koja je akumulisana i toplotom koja se provodi od grejne komore. Iako temperatura na ulazu u turbinu, nakon prekida dovoda goriva, opadne na 30% nominalne vrednosti (slika 6.40-b), temperatura na izlazu se sporo menja zbog zagrevanja vazduha u svim komponentama postrojenja. Kada bi se smanjenje opterećenja i broja obrtaja odvijalo sporije, hlađenje konstruktivnih elemenata bi bilo brže, usled dužeg rada sa većim protokom radnog tela.



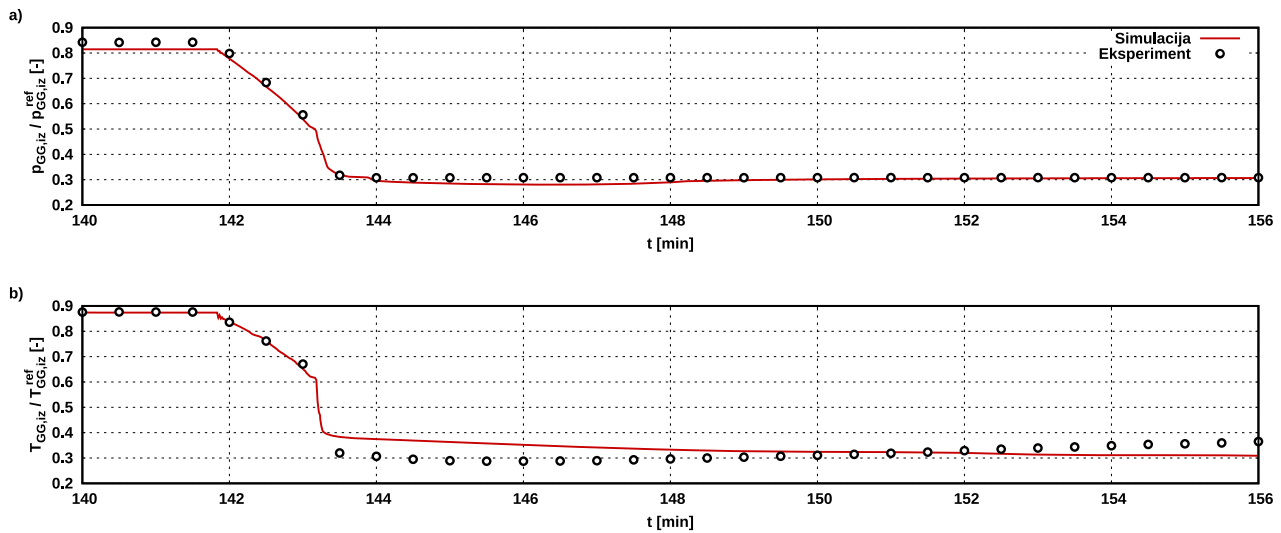
Sl. 6.38: Poređenje rezultata numeričke simulacije i eksperimenta tokom zaustavljanja: a) broj obrtaja, b) snaga gasne turbine, c) položaj podesivog pretkola



Sl. 6.39: Poređenje rezultata numeričke simulacije i eksperimenta tokom zaustavljanja: a) maseni protok vazduha na ulazu u kompresor, b) maseni protok goriva, c) pritisak na izlazu iz kompresora



Sl. 6.40: Poređenje rezultata numeričke simulacije i eksperimenta tokom zaustavljanja: a) temperatura na izlazu iz kompresora, b) temperatura na ulazu u turbinu, c) temperatura na izlazu iz turbine



Sl. 6.41: Poređenje rezultata numeričke simulacije i eksperimenta tokom zaustavljanja: a) pritisak na izlazu iz generatora gasa, b) temperatura na izlazu iz generatora gasa

### 6.3 Numeričke performanse i vreme izvršenja simulacija

Tokom testiranja programa, simulacije su izvršavane sa različitim numeričkim metodama za rešavanje sistema običnih diferencijalnih jednačina. Sve simulacije su sprovedene na personalnom računaru sa Intel<sup>®</sup> Xeon<sup>®</sup> E-2300 procesorom i 16 GB RAM memorije. Korišćen je Fortran kompajler i kod je izvršen bez paralelizacije procesa. Poređenje rezultata vezanih za vreme izvršenja proračuna prikazano je za dva primera: validacija dinamičkog modela (poglavlje 6.1.1) i simulacija rada gasne turbine sa sistemom regulisanja (poglavlje 6.1.2) u tabelama 6.3 i 6.4, respektivno. Prvi primer je izabran zbog velikog broja naglih promena opterećenja, dok drugi uključuje i sistem regulisanja koji zahteva dodatne računске operacije. Prilikom upotrebe različitih numeričkih metoda, rezultati su identični ali postoji razlika u vremenu izvršenja.

Pri poređenju računskih performansi ova dva primera, može se videti da je pri validaciji dinamičkog modela ostvareno nešto veće prosečno vreme pri svim metodama. To je posledica postojanja velikog broja promena opterećenja koje zahtevaju veći broj unutrašnjih iteracija. Prosečan vremenski korak je sličan u oba primera. Opseg vremenskog koraka je usvojen tako da se skрати vreme izvršenja ali je ograničen pojavom nestabilnosti pri rešavanju diferencijalnih jednačina. Trenutna vrednost koraka se izračunava na osnovu maksimalne numeričke greške.

Tabela 6.3: Vreme izvršenja simulacija validacije dinamičkog modela

Metod	Jedinica	Ojler	Bogački-Šampajn	Runge-Kuta-Felberg
Simuliran vremenski period	s	2400	2400	2400
Ukupno vreme izvršenja	s	109.1	40.0	83.4
Vremenski korak	s	0.001	0.001 – 0.02	0.001 – 0.02
Broj koraka	-	2 400 000	185 654	270 435
Prosečno vreme	s	$0.454 \cdot 10^{-4}$	$2.153 \cdot 10^{-4}$	$3.083 \cdot 10^{-4}$
Prosečan vremenski korak	s	0.001	0.013	0.009
Prosečno vreme prema vrem. koraku	-	0.045	0.017	0.035
Maks. vreme prema vrem. koraku	-	1.76	0.48	0.76

**Tabela 6.4:** Vreme izvršenja simulacija sa sistemom regulisanja

Metod	Jedinica	Ojler	Bogački-Šampajn	Runge-Kuta-Felberg
Simuliran vremenski period	s	20800	20800	20800
Ukupno vreme izvršenja	s	801.0	266.3	512.0
Vremenski korak	s	0.001	0.001 – 0.02	0.001 – 0.02
Broj koraka	-	20 800 000	1 623 171	2 018 042
Prosečno vreme	s	$0.385 \cdot 10^{-4}$	$1.641 \cdot 10^{-4}$	$2.537 \cdot 10^{-4}$
Prosečan vremenski korak	s	0.001	0.013	0.010
Prosečno vreme prema vrem. koraku	-	0.039	0.013	0.025
Maks. vreme prema vrem. koraku	-	1.23	0.33	0.58

Najbolje performanse su postignute sa Bogački-Šampajn solverom. Pošto je ovo metoda trećeg reda, numerički je manje zahtevna od metode Runge-Kuta-Felberg sa sličnim prosečnim vremenskim korakom. Ipak, obe metode se mogu primeniti u dinamičkim modelima za simulacije u realnom vremenu jer se maksimalno računsko vreme kraće od trajanja simulirane pojave. Simulacije sa Ojlerovom metodom imaju najkraće računsko vreme za jedan vremenski korak i ukupno vreme izvršenja značajno niže od simuliranog perioda. Međutim, zadati vremenski korak je izuzetno mali, tako da je maksimalno računsko vreme prema vremenskom koraku veće od jedan, pa se ona ne može primeniti za simulacije u realnom vremenu.

# Glava 7

## Zaključak

U disertaciji je izložen dinamički model gasne turbine za proračun prelaznih režima rada. Model je klasifikovan kao white-box i nultodimenzijski. Za određivanje performansi kompresora i turbine primenjuju se stacionarne radne karakteristike, dok je dinamičko ponašanje modelirano zakonima održanja u obliku običnih diferencijalnih jednačina. Model gasne turbine je uparen sa osnovnim sistemom regulisanja radi regulacije broja obrtaja/snage i temperature gasova na izlazu. Regulacija broja obrtaja/snage se vrši promenom masenog protoka goriva i obuhvata PI regulator sa pratećim sistemom za distribuciju goriva. Temperatura gasova na izlazu se reguliše promenom položaja podesivog pretkola i nekoliko prvih zakola. Pored PI regulatora, modeliran je i merni sistem kao i motor za pomeranje zakretnog sistema.

U odnosu na postojeće modele, unapređenje metode se ogleda u sledećem:

- Obuhvaćen je veći broj fizičkih fenomena: akumulacija mase i energije radnog tela unutar komponenti, razmena toplote između gasa i konstruktivnih elemenata, promena veličine procepa između rotacionih i stacionarnih elemenata turbomašina.
- Promena geometrije kompresora usled zakretanja pretkola i zakola, kao i visine procepa, implementirana je pomoću većeg broja radnih karakteristika u cilju povećanja preciznosti. Mape kompresora i turbine su izračunate korišćenjem pouzdanih meridijanskih modela strujanja na osnovu stvarne geometrije.
- Razvijen je metod za procenu uticaja promene količine oduzetog, odnosno ubrizganog vazduha na ponašanje turbomašina.
- Primenjen je novi model za proračun visine radijalnih procepa usled promene temperature metala i dejstva centrifugalne sile.
- Celokupni sistem je organizovan tako da se broj iterativnih procedura smanji na minimum, što u kombinaciji sa odgovarajućim metodama za numeričko rešavanje diferencijalnih jednačina daje brz proračun.

Metoda je potvrđena poređenjem numeričkih i eksperimentalnih rezultata na više primera, koji obuhvataju rad postrojenja od startovanja do potpunog zaustavljanja i više uzastopnih pokretanja. Model je testiran na najčešćim konfiguracijama gasnih turbina: jednovratilne i dvovratilne. Postignut je visok nivo poklapanja sa eksperimentalnim rezultatima. Vreme proračuna svakog koraka je kraće od vremenskog koraka u slučaju dve metode: Bogački-Šampajn i Runge-Kuta-Felberg. Ovim je dokazana mogućnost primene modela za simuliranje rada u realnom vremenu.

Takođe, pokazano je da akumulacija toplote unutar metalnih elemenata ima dominantan uticaj na prelazni proces, pogotovo prilikom sekvence pokretanja, i da se ne sme zanemariti pri razvoju dinamičkih modela.

Razvijeni model je primenljiv u praksi:

- u fazi projektovanja gasnih turbina, za optimizaciju radnih parametara u cilju poboljšanja dinamičkih karakteristika,
- pri projektovanju i testiranju komponenata u sistemu regulisanja,
- kod postojećih postrojenja, za praćenje i analizu rada a u cilju povećanja raspoloživosti i životnog veka mašine.

Iako je metod demonstriran na čisto aksijalnim mašinama, moguća je upotreba na agregatima sa radijalnim turbinama ili kompresorima. Potencijalna primena je i pri generisanju podataka potrebnih za razvoj novih modela, zasnovanih na veštačkim neuronskim mrežama.

Izložena metoda se dalje može unapređivati:

- detaljnim proračunom kompresora i turbine u oblasti ispod praznog hoda, posebno pri nižim brojevima obrtaja, radi dobijanja preciznijih startnih karakteristika,
- razvojem sistema regulisanja sa većim brojem elemenata i proizvoljnim zadavanjem njihovih karakteristika.

Iako postoji potencijal za dalji razvoj, postojeći model već daje zadovoljavajuće rezultate pa se može smatrati zaokruženim i spremnim za primenu.

# Bibliografija

- [1] Agrawal, R. K., Yunis, M. A Generalized Mathematical Model to Estimate Gas Turbine Starting Characteristics. *ASME J. Eng. Gas Turbines Power*, 104(1):194–201, 1982.
- [2] Alexiou, A., Mathioudakis, K. Development of Gas Turbine Performance Models Using a Generic Simulation Tool. *ASME Paper*, GT2005-68678, 2005.
- [3] Ang, K.H., Chong, G., Li, Y. PID control systems analysis, design, and technology. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 13(4):559–576, 2005.
- [4] Asgari, H., Chen, X., Sainudiin, R., Morini, M., Pinelli, M., Spina, P. R., Venturini, M. Modeling and simulation of the start-up operation of a heavy-duty gas turbine by using NARX models. *ASME Paper*, GT2014-25056, 2014.
- [5] Asgari, H., Venturini, M., Chen, X., Sainudiin, R. Modeling and Simulation of the Transient Behavior of an Industrial Power Plant Gas Turbine. *ASME J. Eng. Gas Turbines Power*, 136(6):061601, 2014.
- [6] Ashley, T., Johnson, D., Miller, R. W. SPEEDTRONIC MARK V Gas Turbine Control System. *GE Report*, GER-3658D, 1996.
- [7] Baehr, H. D., Diederichsen, C. Berechnungsgleichungen für Enthalpie und Entropie der Komponenten von Luft und Verbrennungsgasen. *BWK*, 40(1/2):30–33, 1988.
- [8] Bala, A., Sethi, V., Gatto, E. L., Pachidis, V., and Pilidis, P. PROOSIS—A Collaborative Venture for Gas Turbine Performance Simulation Using an Object Oriented Programming Schema. *18th ISABE Conference, Beijing, China*, ISABE-2007-1357, 2007.
- [9] Banjac, M., Petrovic, M. V. Development of Method and Computer Program for Multistage Axial Compressor Design: Part I — Mean Line Design and Example Cases. *ASME Paper*, GT2018-75410, 2018.
- [10] Banjac, M., Petrovic, M. V. Development of Method and Computer Program for Multistage Axial Compressor Design: Part II — Two-Dimensional Design and Validation Using CFD. *ASME Paper*, GT2018-75412, 2018.
- [11] Banjac, M., Petrovic, M. V., Wiedermann, A. A New Loss and Deviation Model for Axial Compressor Inlet Guide Vanes. *ASME J. Turbomach.*, 136(7):071011, 2014.
- [12] Bosman, C., Marsh, H. An Improved Method for Calculating the Flow in Turbomachines, Including a Consistent Loss Model. *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 16:25–31, 1974.
- [13] Botros, K.K., Golshan, H., Sloof, B., Samoylove, Z., Rogers, D. Natural Gas Compressor Operation Optimization to Minimize Gas Turbine Outboard Bleed Air. *ASME Paper*, IPC2012-90047, 2012.
- [14] Boyce, M. *Gas Turbine Engineering Handbook*. Gulf Professional Publishing, 3rd edition, 2006.



- [15] Bücker, D., Span, R., Wagner, W. Thermodynamic Property Models for Moist Air and Combustion Gases. *ASME J. Eng. Gas Turbines Power*, 125(1):374–384, 2002.
- [16] Camporeale, S. M., Fortunato, B., Mastrovito, M. A Modular Code for Real Time Dynamic Simulation of Gas Turbines in Simulink. *ASME J. Eng. Gas Turbines Power*, 128(3):506–517, 2006.
- [17] Cengel, Y. A. *Heat and Mass Transfer: A Practical Approach*. McGraw-Hill, 2nd edition, 2002.
- [18] Chase, M. W., Jr. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*. American Institute of Physics, 4th edition, 1998.
- [19] Corbett, A.G., Elder, R.L. Stability of an axial flow compressor with steady inlet conditions. *Journal Mechanical Engineering Science*, Vol. 16(6), 1974.
- [20] Dale, S. bp Statistical Review of World Energy. *British Petroleum*, 71st edition, 2022.
- [21] Dandois, M., Novik, D. Application of Linear Analysis to an Experimental Investigation of a Turbojet Engine with Proportional Speed Control. *NACA Report*, TN 2642, 1952.
- [22] Davis, W. R. A Computer Program for Analysis and Design of the Flow in Turbomachinery, Part B - Loss and Deviation Correlations. Report ME/A70-1, Division of Aerothermodynamics, Carleton University, Ottawa, 1970.
- [23] De Mello, F. P., Ahner, D. J. Dynamic Models for Combined Cycle Plants in Power System Studies. *IEEE Trans. Power Syst.*, 9:1698–1708, 1994.
- [24] Dugan, J. F. Component Operating Trends During Acceleration and Deceleration of Two Hypothetical Two-Spool Turbojet Engines. *NACA Report*, RM E54L28, 1955.
- [25] Fawke, A. J., Saravanamuttoo, H. I. H. Digital Computer Methods for Prediction of Gas Turbine Dynamic Response. *SAE Trans.*, 80(A):1805–1813, 1971.
- [26] Gas Turbine World. *Gas Turbine World — 2018 GTW Handbook*. Pequot, Southport, CT, USA, 2018.
- [27] GasTurb GmbH. GasTurb 14 - Design and Off-Design Performance of Gas Turbines. *User Manual*, 2023.
- [28] Gaudet, S. R., Gauthier, J. D. A Simple Sub-Idle Component Map Extrapolation Method. *ASME Paper*, GT2007-27193, 2007.
- [29] Grujić, Lj. T., Lazić, D. V. *Automatsko upravljanje - skripta*. Mašinski fakultet, Beograd, 2007.
- [30] Haglind, F. Variable geometry gas turbines for improving the part-load performance of marine combined cycles - Gas turbine performance. *Energy*, 35(2):562–570, 2010.
- [31] Hannett, L. N., Khan, A. Combustion Turbine Dynamic Model Validation From Tests. *IEEE Trans. Power Syst.*, 8(1):152–158, 1993.
- [32] Hartsel, J. E. Prediction of Effects of Mass-Transfer Cooling on the Blade-Row Efficiency of Turbine Airfoils. *AIAA Paper*, 72–11, 1972.
- [33] Hashmi, M. B., Lemma, T. A., Ahsan, S., Rahman, S. Transient Behavior in Variable Geometry Industrial Gas Turbines: A Comprehensive Overview of Pertinent Modeling Techniques. *Entropy*, 23(2):250, 2021.

- [34] IEEE. Dynamic models for combined cycle plants in power system studies. *IEEE Trans. Power Syst.*, 9(3):1698–1708, 1994.
- [35] Janikovich, J. *Gas Turbine Transient Performance Modeling for Engine Flight Path Cycle Analysis*. PhD thesis, Cranfield University, School of Engineering, Gas Turbine Engineering Group, England, 2010.
- [36] Jeschke, P., Kurzke, J., Schaber, R., Riegler, C. Preliminary Gas Turbine Design Using the Multidisciplinary Design System MOPEDS. *ASME Journal of Engineering for Power*, Vol. 126:258–264, 2004.
- [37] Ketchum, J. R., Craig, R. T. Simulation of Linearized Dynamics of Gas Turbine Engines. *NACA Report*, TN 2826, 1952.
- [38] Kim, J. H., Kim, T. S. Development of a Program to Simulate the Dynamic Behavior of Heavy-Duty Gas Turbines During the Entire Start-Up Operation Including Very Early Part. *J. Mech. Sci. Technol.*, 33:4495–4510., 2019.
- [39] Kim, J. H., Song, T. W., Kim, T. S., Ro, S. T. Dynamic Simulation of Full Startup Procedure of Heavy Duty Gas Turbines. *ASME J. Eng. Gas Turbines Power*, 124(3):510–516, 2001.
- [40] Kim, J. H., Song, T. W., Kim, T. S., Ro, S. T. Model Development and Simulation of Transient Behavior of Heavy Duty Gas Turbines. *ASME J. Eng. Gas Turbines Power*, 123(3):589–594, 2001.
- [41] Kong, C., Ki, J. Performance Simulation of Turboprop Engine for Basic Trainer. *ASME Paper*, 2001-GT-0391, 2001.
- [42] Kurzke, J. Advanced User-Friendly Gas Turbine Performance Calculations on a Personal Computer. *ASME Paper*, 95-GT-147, 1995.
- [43] Kurzke, J. How to Get Component Maps for Aircraft Gas Turbine Performance Calculations. *ASME Paper*, 96-GT-164, 1996.
- [44] MacMillan W. L. *Development of a Modular Type Computer Program for the Calculation of Gas Turbine Off Design Performance*. PhD thesis, Cranfield University, School of Engineering, Gas Turbine Engineering Group, England, 1974.
- [45] Marsh, H. A Digital Computer Program for the Through-Flow Fluid Mechanics in an Arbitrary Turbomachine Using a Matrix Method. ARC, R & M 3509, 1966.
- [46] Moreno, J., Dodds, J., Sheaf, C., Zhao, F., Vahdati, M. Aerodynamic Loading Considerations of Three-Shaft Engine Compression System During Surge. *ASME Paper*, GT2020-14305, 2020.
- [47] National Aerospace Laboratory NLR. Gas Turbine Simulation Program GSP. *User Manual*, 2016.
- [48] Naylor, P. *Gas Turbine Transient Performance: Heat Soakage Modelling*. PhD thesis, Cranfield University, School of Engineering, Department of Power, Propulsion, and Aerospace Engineering, England, 2004.
- [49] North Atlantic Treaty Organisation. Performance Prediction and Simulation of Gas Turbine Engine Operation. *RTO Technical Report*, 44, 2002.
- [50] Ogata, K. *Modern Control Engineering*. Prentice-Hall, 5th edition, 2010.
- [51] Otto, E. W., Taylor, B. L. Dynamics of a Turbo-Jet Engine Considered as a Quasi-Static System. *NACA Report*, TN 2091, 1950.

- [52] Pack, G. J., Philips, W. E. Jr. Analog Study of Interacting and Non-Interacting Multiple-Loop Control Systems for Turbojet Engines. *NACA Report*, TR 1212, 1955.
- [53] Panov, V. GasTurboLib: Simulink Library for Gas Turbine Engine Modelling. *ASME Paper*, GT2009-59389, 2009.
- [54] Petrovic, M. V., Riess, W. Off-Design Flow Analysis and Performance Prediction of Axial Turbines. *ASME Paper*, 97-GT-55, 1997.
- [55] Petrovic, M. V., Wiedermann, A. Through-Flow Analysis of Air-Cooled Gas Turbines. *ASME J. Turbomach.*, 135(6):061019, 2013.
- [56] Petrovic, M. V., Wiedermann, A., Banjac, M. Development and Validation of a New Universal Through Flow Method for Axial Compressors. *ASME Paper*, GT2009-59938, 2009.
- [57] Petrovic, M. V., Wiedermann, A., Banjac, M., Milic, S., Petkovic, D., Madzar, T. New Method for Cycle Performance Prediction Based on Detailed Compressor and Gas Turbine Flow Calculation. *ASME Paper*, GT2022-82229, 2022.
- [58] Razak, V. A. *Industrial Gas Turbines Performance and Operability*. Woodhead Publishing Limited, Cambridge, England, 2007.
- [59] Reddy, V. V., Selvam, K., De Prosperis, R. Gas Turbine Shutdown Thermal Analysis and Results Compared with Experimental Data. *ASME Paper*, GT2016-56601, 2016.
- [60] Reitenbach, S., Vieweg, M., Hollmann, C., Schnoes, M., Behrendt, T., Krumme, A., Meier zu Ummeln, R., Otten, T. Collaborative Aircraft Engine Preliminary Design using a Virtual Engine Platform, part A: Architecture and Methodology. *AIAA Scitech Forum*, 0124, 2020.
- [61] Rowen, W. Simplified Mathematical Representations of Heavy Duty Gas Turbines. *ASME J. Eng. Power*, 105(4):865–869, 1983.
- [62] Rowen, W. Operating Characteristics of Heavy-Duty Gas Turbines in Utility Service. *ASME Paper*, 86-GT-150, 1988.
- [63] Rowen, W. Simplified Mathematical Representations of Single Shaft Gas Turbines in Mechanical Drive Service. *ASME Paper*, 92-GT-22, 1992.
- [64] Saravanamuttoo, H. I. H., Rogers, G. F. C., Cohen, H., Straznicky P. V., Nix, A. C. *Gas Turbine Theory*. Pearson Education Limited, 7th edition, 2017.
- [65] Saravanamuttoo, H.I.H., Maclsaac, B.D. Thermodynamic Models for Pipeline Gas Turbine Diagnostics,. *ASME J. Eng. Power*, 105(4):875–884, 1983.
- [66] Schobeiri, M. T., Attia, M., Lippke, C. GETRAN: A Generic, Modularly Structured Computer Code for Simulation of Dynamic Behavior of Aero- and Power Generation Gas Turbine Engines. *ASME J. Eng. Gas Turbines Power*, 116(3):483–494, 1994.
- [67] Schobeiri, T. A General Computational Method for Simulation and Prediction of Transient Behavior of Gas Turbines. *ASME Paper*, 86-GT-180, 1986.
- [68] Sellers, J. F., Daniele, C. J. DYGEN - A Program for Calculating Steady-State and Transient Performance of Turbojet and Turbofan Engines. *NASA Report*, TN D 7901, 1975.
- [69] Sexton, W.R. A Method to Control Turbofan Engine Starting by Varying Compressor Surge Valve Bleed. Master's thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, USA, 2001.

- [70] Svensdotter, S., Skelton, L., Ingle, J. Shutdown Modelling to Extend Operation to Extreme Ambient Conditions. *ASME Paper*, GT2007-28110, 2007.
- [71] Traverso, A. TRANSEO Code for the Dynamic Performance Simulation of Micro Gas Turbine Cycles. *ASME Paper*, GT2005-68101, 2005.
- [72] Venturini, M. Simulation of Compressor Transient Behavior Through Recurrent Neural Network Models. *ASME J. Turbomach.*, 128(3):444–454, 2006.
- [73] Vieweg, M., Reitenbach, S., Becker, R., Hollmann, C., Wolters, F., Schmeink, J., Otten, T., Siggel, M. Collaborative Aircraft Engine Preliminary Design using a Virtual Engine Platform, part B: Application. *AIAA Scitech Forum*, 0867, 2020.
- [74] Visser, W. P. J., Broomhead, M. J. *GSP A generic object-oriented gas turbine simulation environment*. National Aerospace Laboratory NLR.
- [75] Visser W.P.J., Oostveen M., Pieters H., Dorp E. van. Experience with GSP as a Gas Path Analysis Tool. *ASME Paper*, GT2006-90904, 2006.
- [76] Walsh, P. P., Fletcher, P. *Gas Turbine Performance*. Blackwell Science Limited, London, England, 2004.
- [77] Wiedermann, A., Petrovic, M. V. Through-Flow Modeling of Single- and Two-Shaft Gas Turbines at Wide Operating Range. *ASME Paper*, GT2018-75394, 2018.
- [78] Wu, C. H. A General Theory of Three-Dimensional Flow in Subsonic und Supersonic Turbomachines of Axial-, Radial- and Mixed-flow Types. *NACA Report*, TN 2604, 1952.
- [79] Yee, S.K., Milanovic, J.V., Hughes, F.M. Overview and Comparative Analysis of Gas Turbine Models for System Stability Studies. *IEEE Trans. Power Syst.*, 23(1):108–118, 2008.
- [80] Ziegler, J. G., Nichols, N. B. Optimum Settings for Automatic Controllers. *ASME Trans.*, 64(11):759–768, 1942.

## Biografija

Dorđe Petković je rođen 09.12.1993. godine u Paraćinu, gde je završio osnovnu školu i gimnaziju prirodnomatematičkog usmerenja. Na Mašinski fakultet u Beogradu upisao se 2012. godine. Osnovne akademske studije (B.Sc.) je završio 2015. godine sa prosečnom ocenom 9,93 (devet i 93/100). Master akademske studije (M.Sc.) je završio 2017. godine, na modulu za Termoenergetiku, sa prosečnom ocenom 9,95 (devet i 95/100). Master rad na temu: „Razvoj matematičkog modela za jednodimenzijski i dvodimenzijski proračun višestupnih parnih turbina“ kod mentora, prof. dr Milana Petrovića, odbranio je u septembru 2017. godine, sa ocenom 10 (deset). Za vreme studija nagrađivan je za postignute rezultate. Proglašen je za studenta generacije upisane na fakultet školske 2012/2013. godine, kao i za najboljeg studenta na master akademskim studijama iz generacije upisane na studije 2015/2016. godine.

Na Mašinskom fakultetu se zaposlio u novembru 2017. godine u Laboratoriji za toplotne turbomašine i termoenergetska postrojenja. U junu 2021. godine, izabran je u zvanje asistenta za užu naučnu oblast Termoenergetika za grupu predmeta Toplotne turbomašine i termoenergetska postrojenja. Angažovan je na izvođenju vežbi na Master akademskim studijama iz predmeta Gasne turbine, Termoenergetska postrojenja 1 i 2, Turbokompresori, Toplotne turbomašine i Parne turbine 3.

Doktorske studije na Mašinskom fakultetu u Beogradu je upisao 2017. godine. Bavi se razvojem matematičkih modela i softvera za predviđanja ponašanja gasnih turbina pri prelaznim režimima rada kao i proračunom strujanja u toplotnim turbomašina. Učestovao je u međunarodnom projektu, HORIZON2020, FLEXTURBINE, na unapređenju metoda za razvoj nove generacije gasnih turbina, domaćim naučnoistraživačkim projektima i izradi više tehničkih rešenja iz oblasti termoenergetike. Kao vodeći autor i koautor objavio je 2 rada u međunarodnim naučnim časopisima i 8 radova na međunarodnim konferencijama. Član je američkog udruženja mašinskih inženjera ASME (American Society of Mechanical Engineers) i Društva termičara Srbije.

Govori engleski jezik. Poznaje programske jezike FORTRAN, Matlab, Qt Frameworks i korisničke računarske programe: Microsoft Office, AutoCad, SolidWorks, Ansys CFX, MISES, Adobe Photoshop, Adobe Illustrator. Koristi operativne sisteme GNU/Linux i Windows.

## Изјава о ауторству

Име и презиме аутора Ђорђе Петковић

Број индекса Д18/2017

### Изјављујем

да је докторска дисертација под насловом

Прорачун прелазних режима рада гасних турбина

- резултат сопственог истраживачког рада;
- да дисертација у целини ни у деловима није била предложена за стицање друге дипломе према студијским програмима других високошколских установа;
- да су резултати коректно наведени и
- да нисам кршио/ла ауторска права и користио/ла интелектуалну својину других лица.

Потпис аутора

У Београду, 25.09.2023.



---

## Изјава о истоветности штампане и електронске верзије докторског рада

Име и презиме аутора \_\_\_\_\_ Ђорђе Петковић \_\_\_\_\_  
Број индекса \_\_\_\_\_ Д18/2017 \_\_\_\_\_  
Студијски програм \_\_\_\_\_ Докторске студије \_\_\_\_\_  
Наслов рада \_\_\_\_\_ Прорачун прелазних режима рада гасних турбина \_\_\_\_\_  
Ментор \_\_\_\_\_ Милан Петровић \_\_\_\_\_

Изјављујем да је штампана верзија мог докторског рада истоветна електронској верзији коју сам предао/ла ради похрањена у **Дигиталном репозиторијуму Универзитета у Београду**.

Дозвољавам да се објаве моји лични подаци везани за добијање академског назива доктора наука, као што су име и презиме, година и место рођења и датум одбране рада.

Ови лични подаци могу се објавити на мрежним страницама дигиталне библиотеке, у електронском каталогу и у публикацијама Универзитета у Београду.

**Потпис аутора**

У Београду, 25.09.2023.



## Изјава о коришћењу

Овлашћујем Универзитетску библиотеку „Светозар Марковић“ да у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду унесе моју докторску дисертацију под насловом:

Прорачун прелазних режима рада гасних турбина

која је моје ауторско дело.

Дисертацију са свим прилозима предао/ла сам у електронском формату погодном за трајно архивирање.

Моју докторску дисертацију похрањену у Дигиталном репозиторијуму Универзитета у Београду и доступну у отвореном приступу могу да користе сви који поштују одредбе садржане у одабраном типу лиценце Креативне заједнице (Creative Commons) за коју сам се одлучио/ла.

1. Ауторство (CC BY)
2. Ауторство – некомерцијално (CC BY-NC)
3. Ауторство – некомерцијално – без прерада (CC BY-NC-ND)
4. Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима (CC BY-NC-SA)
5. Ауторство – без прерада (CC BY-ND)
6. Ауторство – делити под истим условима (CC BY-SA)

(Молимо да заокружите само једну од шест понуђених лиценци.  
Кратак опис лиценци је саставни део ове изјаве).

**Потпис аутора**

У Београду, 25.09.2023.



---



1. **Ауторство.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце, чак и у комерцијалне сврхе. Ово је најслободнија од свих лиценци.

2. **Ауторство – некомерцијално.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела.

3. **Ауторство – некомерцијално – без прерада.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, без промена, преобликовања или употребе дела у свом делу, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела. У односу на све остале лиценце, овом лиценцом се ограничава највећи обим права коришћења дела.

4. **Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце и ако се прерада дистрибуира под истом или сличном лиценцом. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела и прерада.

5. **Ауторство – без прерада.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, без промена, преобликовања или употребе дела у свом делу, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца дозвољава комерцијалну употребу дела.

6. **Ауторство – делити под истим условима.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце и ако се прерада дистрибуира под истом или сличном лиценцом. Ова лиценца дозвољава комерцијалну употребу дела и прерада. Слична је софтверским лиценцама, односно лиценцама отвореног кода.