

Simulacija rada brodskog propulzijskog sustava sa sporohodnim dizelskim motorom u otežanim uvjetima

Račić, Nikola

Doctoral thesis / Disertacija

2008

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Rijeka, Faculty of Engineering / Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:188:213665>

Rights / Prava: [Attribution 4.0 International](#)/[Imenovanje 4.0 međunarodna](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2025-01-11**



Repository / Repozitorij:

[Repository of the University of Rijeka Library - SVKRI Repository](#)



SVEUČILIŠTE U RIJECI
TEHNIČKI FAKULTET

**SIMULACIJA RADA BRODSKOG PROPULZIJSKOG
SUSTAVA SA SPOROHODNIM DIZELSKIM MOTOROM U
OTEŽANIM UVJETIMA**

Doktorska disertacija

Nikola Račić

Rijeka, 2008.

SVEUČILIŠTE U RIJECI
TEHNIČKI FAKULTET

**SIMULACIJA RADA BRODSKOG PROPULZIJSKOG
SUSTAVA SA SPOROHODNIM DIZELSKIM MOTOROM U
OTEŽANIM UVJETIMA**

Doktorska disertacija

Nikola Račić

Mentor: Red. prof. dr. sc. Vladimir Medica, dipl. ing.

Rijeka, 2008.

Sažetak

Sigurnost broda u teškim uvjetima plovidbe, kao što su nevjrijeme na moru i manevar broda, ovisi o pouzdanosti rada brodskog pogonskog postrojenja.

Cilj ovog rada je iznaći matematički opis i numerički model procesa brodskog propulzijskog dizelskog motora, koji će omogućiti prognozu ustaljenih i dinamičkih uvjeta rada još u fazi projekta.

Unutar rada prikazan je matematički model na osnovu kojeg je izrađen računalno-simulacijski model brodskog propulzijskog dizelskog motora. Model je primijenjen za analizu stacionarnih i dinamičkih uvjeta rada, sporohodnog propulzijskog dizelskog motora s prednabijanjem i brodskog vijčanog propulzora s nepomičnim krilima. Posebno je ispitana stabilnost i raspoloživost u otežanim uvjetima rada, kao što je smanjenje opterećenja na nekom od cilindara ili poteškoće u radu sustava ispiranja i prednabijanja cilindara.

Analizom rezultata utvrđene su krajnje granice utjecajnih značajki, određena su sigurna pogonska stanja, posebno sustava regulacije brzine vrtnje i sustava turbopuhala.

Analize i model mogu poslužiti, za pronalažanje poboljšanja konstrukcijskih značajki, i za ekspertne sustave upravljanja, čije baze podataka sadrže stanja sustava u kvaru ili se kvar predviđa. Cilj baze podataka je unaprijed analizirati različita stanja sustava i ponuditi optimalne uvjete rada kako bi se preduhitрили neželjeni događaji.

Abstract

The safety of a ship in difficult sailing conditions, such as rough weather and manoeuvring, depends on the reliability of the ship's propulsion unit.

This paper aims to find a mathematical description and a numerical model for the ship propulsion diesel engine in process, which will ensure a prognosis of both static and dynamic operating conditions while still under project.

The paper elaborates a mathematical model forming the basis for a computer-simulated model for the diesel propulsion engine. The model is applied in the analysis of the static and dynamic operating conditions of the turbo-charged slow-speed diesel propulsion engine and the fixed blade propeller. Special attention has been paid to examining the stability and availability under aggravated operating conditions such as load reducing in some of the cylinders or difficulties in scavenging and turbo charging system.

The analysis of the results has established ultimate limits of affecting features and has defined safe operating conditions, in particular those of the regulation of the speed and turbo charging system.

The analyses and the model can be used in finding better construction characteristics and in expert operating systems, whose data bases show situations when the system is out of order or the failure is anticipated. The purpose of the database is to analyse different conditions of the system beforehand and to offer optimal operating conditions in order to prevent unwanted occurrences.

Predgovor

Ovaj rad je nastao kao nastavak razvoja matematičkog i računalno-simulacijskog modela brodskog propulzijskog dizelskog motora postavljenog u magistarskom radu autora. Tijekom višegodišnjeg istraživanja, suradnje na znanstveno istraživačkom projektu, te izrade i publiciranja znanstvenih članaka i referata, postavljene su smjernice za poboljšanje modela. Model je potpuno reprogramiran koristeći računalnu aplikaciju MATLAB 7.0 – SIMULINK. Na taj način se postavila mogućnost povezivanja s već izrađenim i dostupnim modelima elemenata regulacijskih sustava, te korištenje numeričkih procedura za oblikovanje i optimiranje ulaznih i izlaznih numeričkih podataka.

Model je primijenjen na propulzijskom sustavu jednog tankera izgrađenog u brodogradilištu „*Brodosplit*“ s pogonskim dizelskim motorom MAN B&W 6S50MC.

Uvid u tehničku dokumentaciju, te sva ispitivanja, koja su bila potrebna za izradu ovog rada obavljena su u „*Tvornici dizelskih motora-Split*“, tijekom ispitivanja motora na ispitnom stolu, te tijekom probnih vožnji broda.

Ukoliko se prikazani model koristi za detaljne analize dijelova radnog procesa, kada je zbog točnosti potreban korak računanja manji od $0,1^\circ$ zakreta koljenastog vratila, tada se pokazala potreba za većom računalnom snagom. Uz sadašnji eksponencijalni trend razvoja računala, uskoro postaje izvjesna mogućnost korištenja modela s brzinom računanja bržom ili jednakom realnom vremenu, što bi proširilo primjenu ovog modela.

Ovom prilikom posebno želim zahvaliti mentoru Red. prof. dr. sc. Vladimiru Medici, na svesrdnoj pomoći tijekom izrade ovog rada, te na usmjeravanju, bodrenju i podršci na dosadašnjem znanstvenom putu.

Također se zahvaljujem svim djelatnicima „*Tvornice dizelskih motora-Split*“, koji su mi pomagali tijekom izrade ovog rada, a posebno Mladenu Marušiću dipl. inž. i Srđanu Štambuku, dipl. inž.

Zahvaljujem predstavnicima danske kompanije „*Lyngso*“, Ivici Đapo, dipl. inž. i Veljku Vukoviću, dipl. inž., koji su mi omogućili uvid u tehničku dokumentaciju regulacijskog sustava, te na vremenu koje su utrošili, za dodatna ispitivanja prema mojim zahtjevima.

Zahvaljujem Dr. Enniu Codan iz tvrtke „*ABB Turbo System Ltd.*“, na sugestijama te podacima za turbopuhalo, što je doprinijelo preciznosti modela turbopuhala.

Zahvaljujem i svima ostalima koji su mi pomogli savjetima ili diskusijama u izradi ovog rada.

Posebnu zahvalnost dugujem svojoj obitelji, na pruženoj podršci, a supruzi Anet i kćerki Nikolini na velikom strpljenju i odricanju tijekom izrade ove disertacije.

Autor

Sadržaj

1. UVOD	1
2. PREGLED DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA	3
3. BRODSKI PROPULZIJSKI SUSTAV SA SPOROHODNIM DIZELSKIM MOTOROM	7
3.1. Otpor broda	8
3.2. Značajke brodskog vijka	11
3.2.1. Otežani uvjeti rada brodskog vijka	16
3.2.2. Dijagram opterećenja motora	18
4. MODEL BRODSKOG PROPULZIJSKOG SPOROHODNOG DIZELSKOG MOTORA	19
4.1. Matematički model	21
4.1.1. Cilindar dizelskog motora	21
4.1.1.1 Propuštanje radnog medija kroz slabo zabrtvljena mjesta	24
4.1.1.2. Prijelaz topline u cilindru	25
4.1.1.3. Kompresija i ekspanzija	26
4.1.1.4. Izgaranje.....	26
4.1.1.5. Proces za vrijeme izmjene radnog medija.....	33
4.1.1.6. Model potpunog potiskivanja.....	35
4.1.1.7. Model potpunog miješanja	36
4.1.2. Kolektor zraka za ispiranje cilindra	40
4.1.2.1. Prijelaz topline u kolektoru zraka za ispiranje	41
4.1.2.2. Rashladnik zraka.....	41
4.1.2.3. Spremnik dodatnog zraka.....	43
4.1.3. Ispušni kolektor	43
4.1.3.1. Prijelaz topline u ispušnom kolektoru	44
4.1.4. Turbopuhalo	45
4.1.4.1. Turbina na ispušne plinove	46
4.1.4.2. Puhalo	48
4.1.4.3. Dinamika rotora turbopuhala	49
4.1.5. Dinamika motornog mehanizma	50
4.1.6. Sustav regulacije.....	51
4.1.6.1. Algoritam regulatora.....	52
4.1.6.2. Funkcije za poboljšanje izlaznog signala iz regulatora	54
4.1.6.3. Sprječavanje efekta namatanja (windup) izlaznog signala PID regulatora	56
4.1.7. Pumpa goriva.....	57
4.2. Računalno-simulacijski model brodskog propulzijskog sustava sa sporohodnim motorom	60
4.2.1. Opis modela brodskog propulzijskog sustava sa sporohodnim motorom u kodovima računalne aplikacije Matlab-Simulink.....	61
5. PRIMJENA SIMULACIJSKOG MODELA	65
5.1. Osnovne značajke odabranog propulzijskog sustava	65
5.1.1. Radne značajke motora 6S50MC	74
5.2. Ispitivanje valjanosti modela	76
5.3. Utjecaj prekidanja dobave goriva jednom cilindru na radne značajke motora	82

5.4. Analiza radnih značajki motora pri promjeni opterećenja zbog vanjskih utjecaja	90
5.4.1. Primjer djelovanja skokovite promjene opterećenja motora	91
5.4.2. Primjer promjene opterećenja pri plovidbi po veoma uzburkanom moru	94
5.5 Radne značajke motora i turbopuhala pri različitim temperaturama zraka na usisu puhala	100
5.6. Radne značajke motora i turbopuhala pri onečišćenju turbine	105
5.6.1. Radne značajke motora i turbopuhala pri smanjenju protočne površine sapničkog kola turbine uslijed onečišćenja	106
5.6.2. Radne značajke motora i turbopuhala pri smanjenom stupnju djelovanja turbine zbog povećanih gubitaka uslijed onečišćenja.	109
5.6.3. Radne značajke motora i turbopuhala pri smanjenju protočne površine sapničkog kola turbine i smanjenom stupnju djelovanja uslijed onečišćenja, a prema izmjerenim podacima	112
6. ZAKLJUČAK	117
<i>Popis literature</i>	121
<i>Popis simbola i indeksa</i>	125
<i>Popis slika</i>	129
<i>Popis tablica</i>	132
<i>Životopis</i>	133

1. UVOD

Zbog mnogobrojnih pogodnosti, sporohodni dvotaktni dizelski motori s prednabijanjem danas su najzastupljeniji propulzijski strojevi na brodovima. Takvi motori izravno pogone brodski vijak i na taj način tvore najdjelotvornije propulzijske sustave. Osim visokog stupnja djelovanja i pouzdanosti odlikuju se i sustavom planiranog održavanja koji se provodi samo s posadom broda. Razvoj takvih motora je usmjeren prema povećanju specifične snage, povećava se srednji efektivni tlak, kao i tlak prednabijanja. Pritom se postavljaju sve strože ekološke norme, pa se velika važnost pridaje odvijanju procesa u cilindrima motora. Konstrukcija turbopuhala treba omogućiti dovoljnu količinu zraka i u prijelaznim režimima rada, a poseban problem su otežani uvjeti rada. Za vrijeme prijelaznih pojava, prouzročenih promjenama opterećenja, sa značajnim oscilacijama, koje mogu nastati u otežanim uvjetima plovidbe broda, dolazi do toplinskih opterećenja dijelova motora i/ili do pojave nepotpunog izgaranja. Pritom se može očekivati i pojava čađe, koja osim nepovoljnog ekološkog utjecaja, može taloženjem na prolazima dimnih plinova, biti i uzrokom požara. Pri plovidbi po velikim valovima, može doći do naglog rasterećenja pogonskog stroja, što može aktivirati regulator prekoračenja maksimalne brzine vrtnje, kako bi se spriječila mehanička oštećenja sustava. To bi praktički značilo kratkotrajni gubitak pogona broda, a time i smanjenje sigurnosti. Navedeni slučajevi u praksi se izbjegavaju smanjenjem brzine vrtnje, pa brod uz znatno povećane otpore u plovidbi, gubi na brzini, te se povećava valjanje, a može dovesti i do odluke zapovjednika da skrene brod u povoljniji kurs.

Raspoloživost sustava u pogledu snage ili bilo koje druge značajke, kako bi pogon mogao udovoljiti svim eksploatacijskim uvjetima, utvrđuje se proračunima, a potvrđuje empirijsko-eksperimentalnim metodama. Poseban značaj pri takvim analizama imaju računalno-simulacijski modeli. Na takvim modelima moguće je pratiti odziv velikog broja značajki, tako da se lako mogu uočiti mogućnosti poboljšanja i sve to uz minimalna materijalna ulaganja i bez opasnosti za stvarni sustav.

Osim otežanih vanjskih uvjeta rada propulzijskog sustava, mogući su i otkazi pojedinih podsustava. Danas su u primjeni ekspertni sustavi upravljanja, čije baze podataka sadrže i stanja, kada je neki od sustava u kvaru ili se predviđa kvar. Takve se baze podataka mogu dopuniti simulacijskim modelima, koji će predvidjeti događanja i ponuditi optimalne uvjete rada pri takvom stanju. U praksi se takva stanja javljaju npr. pri smanjenju opterećenja na nekom od cilindara uslijed prekida dobave goriva, poteškoćama u radu sustava ispiranja i prednabijanja cilindara itd.

Primarni cilj ovog rada je postavljanje matematičkog modela i izrada računalno-simulacijskog modela brodskog propulzijskog dizelskog motornog sustava, dogradnjom već izrađenih nultodimenzionalnih modela. Prije upotrebe, model treba biti ispitan, uspoređujući rezultate proračuna dobivenih pomoću modela s rezultatima mjerenja na realnom objektu u stacionarnim točkama i tijekom prijelaznih režima rada. Model treba omogućiti analizu rada propulzijskog sustava u otežanim uvjetima.

Analizom rezultata utvrdit će se krajnje granice utjecajnih značajki i odrediti sigurna pogonska stanja. Takvim analizama model može poslužiti i za pronalaženje poboljšanja konstrukcijskih značajki, poglavito sustava regulacije, sustava turbopuhala i sl.

Rad je podijeljen u šest poglavlja. Prvo poglavlje je uvod, u kojem je opisan značaj i način pristupa analizi i modeliranju brodskog propulzijskog postrojenja primjenom numeričke simulacije. U uvodu su definirani osnovni ciljevi i svrha rada.

U drugom poglavlju dan je pregled znanstvenih radova i dosadašnjih istraživanja iz područja matematičkog modeliranja i izrade simulacijskih modela motora s unutarnjim izgaranjem i brodskih pogonskih postrojenja.

U trećem poglavlju opisane su značajke brodskog propulzijskog sustava sa sporohodnim dizelskim motorom. Kako bi se provela analiza rada sustava u otežanim uvjetima, obrađene su značajke otpora broda, te je posebno istaknut utjecaj vanjskih značajki pri lošim vremenskim uvjetima. Također su prikazane i značajke vijka, kao i dijagrami uzajamnog rada vijka i sporohodnog dizelskog motora.

Četvrti dio obuhvaća izradu detaljnog matematičkog modela, te računalno-simulacijskog modela. U radu je prikazan otvoreni nestacionarni termodinamički model u kojem su zanemareni nestacionarni plinsko dinamički efekti, te je pretpostavljena ravnoteža promjene stanja u kontrolnim volumenima. Računalno-simulacijski model izrađen je uporabom računalne aplikacije MATLAB 7.0 – SIMULINK. Izrađen je na osnovu matematičkog nultodimenzionalnog modela. Matematički opisi pojedinih komponenti izvedeni su iz osnovnih zakona mehanike, termodinamike, prijenosa topline i dinamike fluida, međusobno povezanih vezama za prijenos mase i energije. Pomoću vremena simulacije definirana je promjena kuta koljena i realno vrijeme, pa se sve računate veličine stanja mogu pratiti po kutu i vremenu.

Peto poglavlje opisuje primjenu simulacijskog modela, na brodskom sporohodnom dizelskom motoru. Kako bi se model prilagodio odabranom motoru, najprije su prikazane osnovne konstrukcijske značajke, te radne značajke pri referentnim stacionarnim opterećenjima. Posebno su prikazane radne značajke dobivene na simulacijskom modelu. Uspoređene su s izmjerenim značajkama na ispitnom stolu, te su grafički i numerički prikazana međusobna odstupanja. Kvaliteta rada simulacijskog modela utvrđena je analizom prijelaznih pojava za vrijeme mijenjanja brzine vrtnje te promjene opterećenja. Rezultati su prikazani grafički. Na ispitnom modelu detaljno je analiziran utjecaj promjene opterećenja pojedinih cilindara na radne značajke motora. Promjena opterećenja je simulirana prekidanjem dobave goriva jednom cilindru pri različitim opterećenjima motora. Također je ispitan utjecaj skokovite promjene opterećenja motora. Analiza je provedena za različite izvedbe regulacijskog sustava, sa svrhom odabira najpovoljnijeg. Na simulacijskom modelu s regulacijskim sustavom koji je odabran kao najpovoljniji, detaljno su analizirane radne značajke motora pri promjeni vanjskog opterećenja koje nastaje u plovidbi po uzburkanom moru.

Kako bi se što preciznije odredila raspoloživost brodskog propulzijskog sustava pri otežanim uvjetima, u radu su pored radnih značajki motora analizirane i radne značajke turbopuhala. Detaljno je obrađen utjecaj različitih temperatura zraka na usisu puhalo, kao i utjecaj onečišćenja turbine.

U šestom poglavlju, iznesen je zaključak, u kojem se temeljem rezultata simulacije, te provedenih analiza, ukazuje na ispravnost prikazanog simulacijskog modela. Pokazano je da su ispunjeni postavljeni ciljevi rada. Primjenjivost modela je dokazana u analizi propulzijskog sustava pri otežanim uvjetima rada, pri čemu su utvrđene granice raspoloživosti promatranih značajki sustava. Na kraju je predložena daljnja primjena izrađenog modela, kao i smjernice budućih istraživanja...

2. PREGLED DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA

Pri samom početku razvoja motora s unutarnjim izgaranjem uočilo se da poboljšanje i razvoj novih konstrukcija, koje su temeljene na znanju, iskustvu, talentu te osjećaju konstruktora i inženjera u praksi, predstavlja dugotrajan, skup i neučinkovit put. Zbog toga su se razvile metode proračuna u kojima se analitičkim putem analiziraju utjecajni čimbenici odvijanja radnog procesa i tako dobiju parametri za izradu novih konstrukcija i sustava upravljanja. Već krajem tridesetih godina postavljeni su temelji proračuna većeg broja stvarnih fizikalnih procesa u motoru.

Osnove proračuna teoretskih procesa motora čine radovi Lista [1]. Usporedo se razvijaju i metode proračuna visokotlačnog dijela procesa, koje uzimaju u obzir veći broj parametara stvarnog procesa: Neuman [2], Zinner [3] i Vibe [4].

Zbog velikog utjecaja procesa izmjene radnog medija na snagu i ekonomičnost motora, razvijaju se i metode proračuna niskotlačnog dijela procesa, temeljene na zakonima dinamike plinova. Razlikuje se nekoliko metoda. Najjednostavnija je tzv. stacionarna metoda, koja uzima u obzir procese u cilindru i razvodnim uređajima, zanemarujući promjene stanja plina ispred i iza ventila (kanala), to su radovi Lista [5] i [6], Orlina i Kruglova [7], te Hasségrubera [8]. Kvizistacionarna metoda uzima u obzir vremenske promjene stanja plina u kolektorima, uz pretpostavku da su veličine stanja iste u svim točkama volumena. Takvu metodu koristili su Wallace [9] i Simson [10]. Nestacionarne metode izmjene radnog medija uzimaju u obzir valno širenje tlaka plinova u cjevovodima. Takve metode obradili su Pischinger [11] i [12], Leiker [13], Wright i Gill [14] i List [15].

Modeli koje su opisali u svojim radovima Mc Auly [16] i Woschni [17], približili su se realnom procesu u motoru. Proces u cilindrima motora opisani su diferencijalnim jednadžbama izvedenim iz zakona o očuvanju energije i mase, te iz jednadžbe stanja plina. Uzete su u obzir promjene svojstva plina zbog kompresibilnosti i disocijacije. Metoda se zasniva na iterativnom rješavanju diferencijalnih jednadžbi po vremenskim inkrementima. Pri rješavanju se polazi od pretpostavljenog stanja u cilindru motora na početku kompresije i pretpostavljene dobave goriva, nakon čega se konvergencijom rješenja uspostavlja energetska ravnoteža turbopuhala, te protoka radnog medija kroz motor i turbopuhalo.

Proračun radnog procesa prikazan u radovima Ledgera [18] i Bensona [19], izveden je na analognom računalu, pri čemu su srednji efektivni tlak i temperatura ispušnih plinova uzeti u funkciji pretička zraka. Protok zraka za ispiranje cilindra uzet je kao linearna funkcija brzine vrtnje motora, koja je dobivena mjerenjem. Polja značajki turbopuhala aproksimirana su jednostavnim matematičkim izrazima.

U radu [20] Winterbone i dr. prikazuju simulacijski model motora u kojem se promjena tlaka računa prema metodi *puni-prazni*. Visokotlačni dio procesa opisan je idealnim ciklusom. Izmjena topline između cilindarske košuljice i okoline, određuje se samo tijekom ekspanzije promjenom eksponenta politrope. Izmjene topline tijekom ostalih faza, te izmjene topline u usisnim i ispušnim kanalima nisu uzete u obzir.

U radu [21] Boy je potanko opisao model procesa u brodskome propulzijskome dizelskom motoru. Model opisuje realni proces u cilindru motora, proces u turbopuhalu, prolaznim kanalima i kolektorima po metodi "puni-prazni".

Jankov [22] je prikazao rezultate istraživanja u području matematičkog modeliranja procesa u cilindrima dizelskog motora, razvodnim, usisnim i ispušnim uređajima dvotaktnih i četverotaktnih motora s prednabijanjem i bez njega, u stacionarnom i nestacionarnom radu. Proces u pojedinim elementima promatrani su kao procesi s povratnom vezom. Svi

matematički modeli prikazani u radu razvijeni su na temelju kvazistacionarnih modela strujnih i termodinamičkih procesa. Za termodinamičko modeliranje termodinamičkih procesa u cilindru dizelskih motora s izravnim ubrizgavanjem uzeti su u obzir realnost i disocijacija plina, promjenjivost mase plina zbog propuštanja, različite sheme ispiranja, prijelaz topline, kontinuirana promjena sastava plinova i realni tijek dovodenja energije izgaranjem goriva. Posebno su za potrebe matematičkog modeliranja termodinamičkih procesa u pojedinim elementima razvijeni analitički izrazi za parcijalne izvode specifične unutarnje energije, specifične entalpije i plinske konstante realnih i disociranih plinova izgaranja. U radu su svi matematički modeli napisani u obliku pogodnom za izradu modularnih računalnih aplikacija i korištenje jedinstvene numeričke metode integracije, to jest korišteni su univerzalni modeli za rješavanje modela nelinearnih diferencijalnih jednadžbi i određenih integrala.

U doktorskoj disertaciji Medica [23] prikazuje kompleksni nultodimenzionalni model realnog procesa za simulaciju stacionarnih i dinamičkih uvjeta rada dizelskog motora s prednabijanjem kod pogona sinkronog generatora. Model motora temelji se na diferencijalnim jednadžbama izvedenim iz zakona o očuvanju mase i energije uz zadovoljenje jednadžbe stanja plina. Značajke turbine i puhala prikazane su polinomima dobivenim iz polja značajki. Uzeti su u obzir i prijelaz topline na stijenke cilindra, kao i usisni i ispušni kolektor s pripadnim kanalima. Uz model dizelskog motora s prednabijanjem, prikazan je i model električnih potrošača i to asinkronog elektromotora i omskog otpora. Model je primijenjen za simulaciju dinamičkih uvjeta rada srednjehodnog četverotaktnog dizelskog motora s prednabijanjem 12 PC 2-2V400, proizvođača *S.E.M.T. Pielstick*. U radu je izvršena simulacija starta motora, opterećenja i rasterećenja, a posebno je određena granica naglog opterećenja koje dizelski motor još može prihvatiti a da ne ispadne iz pogona. Uz navedeno, analizirani su važniji utjecajni čimbenici dizelskog motora koji utječu na dinamičke uvjete rada pri pogonu sinkronog generatora. U radu je prikazana cjelovita analiza rada dizelskog motora pri dinamičkim uvjetima rada, a u usporedbi rezultata dobivenih modelom s izmjerenim uočava se visoka točnost.

Na Pomorskome fakultetu u Splitu godine 1989. počinje se primjenjivati metoda sustavne dinamike u području modeliranja tehničkih sustava. Metodologiju sustavne dinamike opisuje Munitić u radu [24]. U radu [25] Milić je metodom sustavne dinamike izradio simulacijski model brodskog dizelskog motornog propulzijskog sustava. Model je simuliran na računalu, a računalna aplikacija je izrađena u DYNAMO-kodovima. Istom metodom Munitić i Milić u radu [26], prikazali su simulacijski model dizelskog agregata. U radu je dan poseban osvrt na sustav automatskog upravljanja.

U magistarskom radu Račić [27], je prikazao nultodimenzionalni model brodskog dizelskog motornog propulzijskog sustava, koji se temelji na jednadžbama očuvanja mase i energije. Za matematički opis modela koriste se nelinearne diferencijalne jednadžbe. Motor je raščlanjen u kontrolne volumene. Stanje u kontrolnim volumenima je u svakom trenutku homogeno i mijenja se u vremenu. Za modeliranje procesa izgaranja u cilindrima primijenjena je Vibe-ova funkcija. Modelom su obuhvaćeni procesi izmjene mase i energije s okolišem. Izvršeno je i modeliranje turbine i puhala. Dinamika rotirajućih dijelova motora, brodskih vratila i vijka opisana je diferencijalnom jednadžbom za kruto tijelo u rotaciji. Pumpa za ubrizgavanje goriva opisana je koristeći izmjereno polje značajki. Detaljno je opisana uloga regulatora te je izvedena jednadžba djelovanja regulatora. Matematički model je implementiran na elektroničkom računalu koristeći računalnu aplikaciju POWERSIM 2,5. Na modelu je simuliran rad brodskog dizelskog motora MAN B&W 6S50MC, i propulzijski sustav s brodskim vijkom s nepromjenjivim usponom krila. Usporedba podataka proračuna s mjenjenim podacima dobivenim prilikom ispitivanja na ispitnom stolu pokazuje poklapanje

rezultata, s odstupanjem unutar 3 %. U radu je izvršen čitav niz simulacija dinamičkih uvjeta rada motora.

1998. god. Na tehničkom fakultetu u Ateni na odjelu brodstrojarstva i brodogradnje formira se tim znanstvenika koji do danas obavljaju značajna istraživanja na području sporohodnih brodskih motora. U radovima [28], [29], [30] i [31] Kyrtatos, Xiros i dr. prikazali su istraživanja na modelu kontejnerskog broda na *teškom* moru. Predložena je metoda po kojoj se mjeri ubrzanje krme broda u vertikalnom smjeru i u skladu s tim *unaprijed* regulira količina goriva, dakle prije nego što dođe do značajne promjene brzine vrtnje. Istraživanja su rezultirala dogradnjom postojećeg regulacijskog sustava brzine vrtnje sporohodnog dizelskog motora. U radu [32] Kyrtatos i Xiros prezentiraju metodu predviđanja momenta vijka pomoću neuronskih mreža sa svrhom istraživanja poboljšanja sustava regulacije propulzijskog sporohodnog motora. Rezultate internacionalnog projekta *ACME* Kyrtatos, Xiros i dr. objavili su u radu [33]. U radu je prikazan načini poboljšanja sustava regulacije za vrijeme teških uvjeta rada glavnog brodskog motora, posebno za vrijeme veoma uzburkanog mora i za vrijeme režima manevriranja. U radovima [34], [35], [36] i [37] Theotokatos i dr. prezentirali su rezultate istraživanja sporohodnih propulzijskih dizelskih motora za vrijeme prijelaznih režima rada, posebno su istraženi problemi s nedostatkom zraka kod prijelaznih režima pri maksimalnom trajnom opterećenju. Prikazani su rezultati simulacija sustava propulzije s različitim sustavima regulacije. Rezultati su uspoređivani s izmjerenim na ispitnom stolu i neposredno na kontejnerskom brodu za vrijeme eksploatacije.

Primjenu simulacijskog modela propulzijskog sustava putničkog broda s dva vijka i srednjehodnim motorima prikazali su Campora i Figari [38]. U radu je prikazan matematički model trupa putničkog broda, vijka sa zakretnim krilima, srednjehodnog motora i sustava automatskog upravljanja. Simulacijski model je izrađen u kodovima računalne aplikacije MATLAB-SIMULINK 6.0. Model je testiran u stacionarnim točkama kao i u režimima manevriranja i hitnog zaustavljanja. Tako provjeren model može pružiti veliku pomoć projektantima kod osnivanja broda u pogledu propulzijskog sustava sa srednjehodnim dizelskim motorima, a također i prilikom prvih testiranja sustava, kako ne bi dolazilo do neočekivanih odziva sustava.

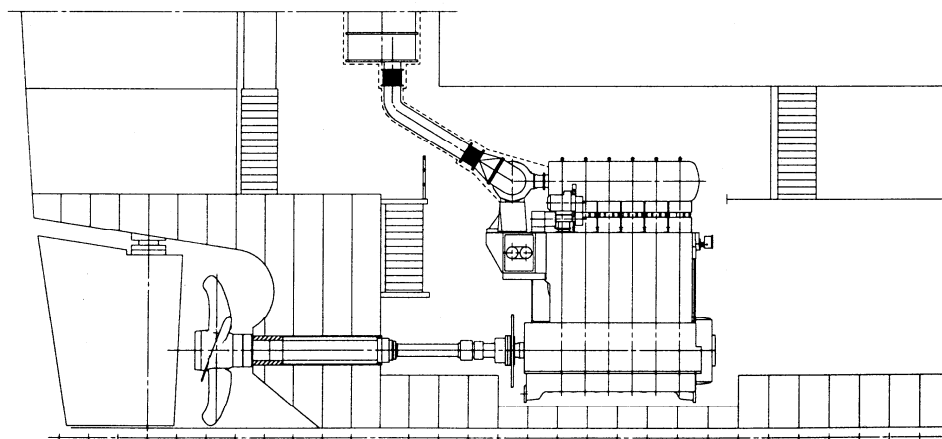
U doktorskoj disertaciji Mrakovčić [39] je prikazao matematički model i računalnu aplikaciju namijenjenu simulaciji procesa u brodskome pogonskom postrojenju, tijekom stacionarnih i dinamičkih uvjeta rada. Detaljno je obrađen model brodskog motora, i brodskog rashladnog sustava. Rad dizelskog motora ispitan je pri pogonu generatora električne energije i pri pogonu brodskog vijka. U radu je razvijen algoritam koji omogućuje automatsko generiranje i rješavanje sustava jednadžbi za proizvoljnu strukturu cjevovoda rashladnog sustava. U radu je ispitano ponašanje sustava hlađenja u različitim pogonskim uvjetima.

Dijagnosticiranje stanja i optimiranje rada brodskih dizelskih motora uz pomoć ekspertnih sustava, detaljno je obradio u doktorskoj disertaciji Radica [40]. U radu se koristi posebno razvijena računalna aplikacija EKSE, koja sadrži analizu izmjerenih podataka i vrši dijagnostiku stanja motora. Posebno je izrađen termodinamički model radnog procesa dvotaktnih dizelskih motora s centralno postavljenim ispušnim ventilom u glavi cilindra i s tangencijalno uzdužnim ispiranjem. Analiza je obavljena na više tipova brodskih sporohodnih dvotaktnih motora. Kao primjer dijela ekspertnog sustava motora, u radu [41] Jurić i dr. prikazan je način upravljanja trenutkom otvaranja i zatvaranja ispušnog ventila, kao i regulacije trenutka ubrizgavanja goriva. Cilj računalne aplikacije je održavanje najvišeg tlaka izgaranja na razini optimalnog, koji je proračunat za određenu radnu točku motora.

3. BRODSKI PROPULZIJSKI SUSTAV SA SPOROHODNIM DIZELSKIM MOTOROM

Brodski propulzijski sustav sastoji se od nekoliko elemenata koji su izlazno ulaznim veličinama povezani u funkcionalnu cjelinu.

U ovom radu obrađen je brodski propulzijski sustav sa sporohodnim dvotaktnim dizelskim motorom koji direktno (preko odrivnog¹ ležaja i osovinskog voda) pokreće brodski vijak velikog promjera s nepromjenjivim usponom krila. Glavni elementi takvog propulzijskog sustava su: trup broda, sporohodni dvotaktni dizelski motor s prednabijanjem, sustav regulacije i vijčani propulzor.



Sl. 3.1 Propulzijski sustav sa sporohodnim motorom

Danas takvi sustavi po jednoj jedinici prelaze snagu od 80 MW. U kolovozu 2006. porinut je kontejnerski brod "Emma Maersk" Sl. (3.2). Brod može prevoziti 11000 TEU², te može priključiti 1000 rashladnih kontejnera.

Osnovne značajke broda su:

- duljina preko svega	397 m,
- širina	56,4 m,
- brzina	25,5 čv,
- visina broda	30 m,
- gaz broda <i>nakrcan brod</i>	15,5 m.

Pokreće ga propulzijski stroj:

SULZER 14RDA 96,
snage 80080 kW (mep. 19,2 bar),
brzine vrtnje 96 min⁻¹.

¹ Odrivni ležaj – je ležaj koji prenosi aksijalne sile osovinskog voda (brodskog vijka) na trup broda.

² TEU- *Twenty-foot equivalent unit*, kontejner 6,1 m dug, 2,4 m širok i 2,6 m visok.

Električnu energiju proizvode 4 dizelska generatora ukupne snage 20700 kW i turbo generator snage 8500 kW.



Sl. 3.2 Kontejnerski brod *Emma Maersk*

Postoji više razloga zbog kojih su izvedbe takvih propulzijskih sustava najčešće na trgovačkim brodovima, a posebno se mogu istaknuti:

- najpovoljniji stupanj djelovanja u usporedbi s ostalim propulzijskim strojevima,
- raspoloživo vrijeme izgaranja je dulje nego kod srednjehodnih motora pa je veća mogućnost izgaranja teškog goriva slabije kvalitete (upaljivosti goriva),
- sporohodni motori su direktno spojeni s vijkom,
- broj cilindara je do 14, manji je broj pokretnih dijelova i njihova brzina, pa je veća pouzdanost i dulji vijek trajanja potrošnih komponenti,
- omogućuju najpovoljniji sustav planiranog održavanja koji u cijelosti izvodi posada broda i to tijekom eksploatacije, tako da se za vrijeme boravka u doku sanira samo trup, za što je potrebno 4 do 7 dana i to svakih 5 godina.

Glavni nedostatak proizlazi iz velike specifične mase motora, dimenzija, te vibracija koje su neizbježne u pogonu, pa su takvi sustavi neprimjenjivi npr. za RO-RO brodove i putničke brodove. Na takvim brodovima danas dizelskim motorima konkuriraju kombinirani elektro propulzijski sustavi s kombiniranim pogonskim strojevima.

3.1. Otpor broda

Pri odabiru glavnog motora i vijka od izuzetne je važnosti određivanje otpora broda i to u svim režimima plovidbe pri različitim pogonskim uvjetima. Na otpor broda, pri zanemarenim vanjskim utjecajima, od najvećeg su utjecaja: brzina broda, istisnina i oblik trupa. Ukupni otpor broda sastoji se od otpora trenja između trupa i mora, otpora između trupa i zraka i preostalih otpora. Otpor između trupa i zraka značajan je kod kontejnerskih brodova koji su brzi i koji imaju više redova kontejnera na palubi.

Prema Bernoullijevoj jednadžbi voda ima dinamički tlak:

$$p = \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \quad (3.1)$$

koji je osnova za proračun otpora broda R , uvođenjem bezdimenzionalnog koeficijenta otpora C .

$$R = C \cdot \frac{\rho \cdot v^2 \cdot A_s}{2} \quad (3.2)$$

Otpor trenja R_F , ovisi o oplakivanoj površini podvodnog dijela trupa, i raste s povećanjem stupnja obraslosti trupa. Otpor trenja značajno ovisi o brzini broda. Za spore trgovačke brodove (tankeri i brodovi za rasuti teret) iznosi 70 do 90 % ukupnog otpora broda, a kod brzih brodova (putnički brodovi) svega 40 %.

Preostali otpori R_R , uključuju otpor valova koje stvara brod pri plovidbi i otpor odvajanja mora po krmu pri čemu se stvara vrtloženje. Pri malim brzinama otpor valova je proporcionalan kvadratu brzine broda, a pri većim brzinama broda povećanje otpora valova je veće. Preostali otpori za spore trgovačke brodove iznose od 8 do 25 % ukupnog otpora broda, a kod brzih brodova 40 do 60 %.

Otpor zraka R_A , pri tihom vremenu približno je proporcionalan umnošku kvadrata brzine broda i površine poprečnog presjeka površine broda iznad vodene linije. Prosječna vrijednost otpora zraka za trgovačke brodove je 2 %. Za kontejnerske brodove s vjetrom u pramac otpor zraka može doseći i 10 % ukupnog otpora broda. Prema [42, MAN] otpor zraka je 90 % dinamičkog tlaka zraka.

$$R_A = 0,9 \cdot \frac{\rho_z \cdot v^2 \cdot A_z}{2} \quad (3.3)$$

Ukupni otpor broda je suma sva tri otpora:

$$R_T = R_F + R_R + R_A. \quad (3.4)$$

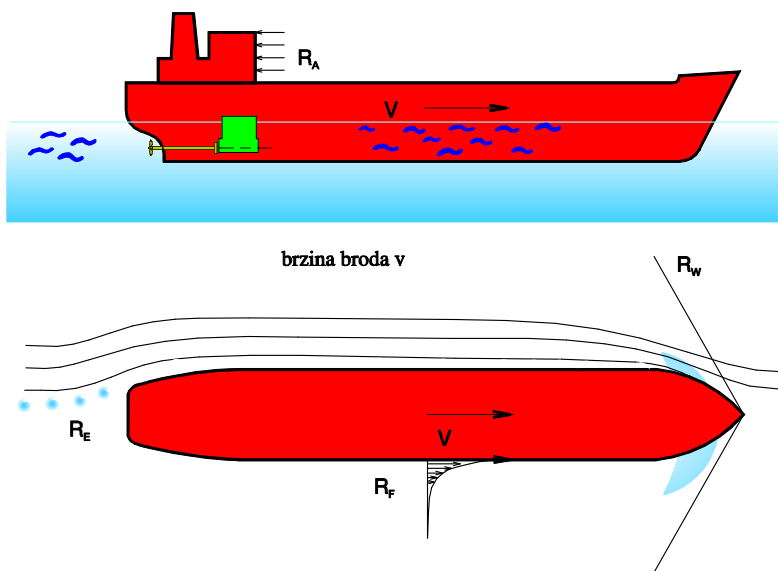
Snaga potrebna za pogon broda određenom brzinom je:

$$P_e = v \cdot R_T. \quad (3.5)$$

Model trupa broda definiran je jednačbom za uzdužno kretanje broda prema Campora [38]:

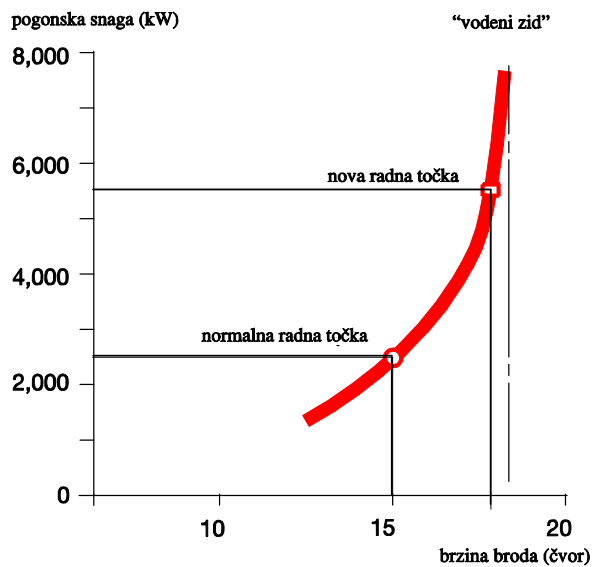
$$(m_s + m_{ad}) \frac{dv}{dt} = F_p - F_s. \quad (3.6)$$

Brzina broda dobiva se integracijom jednačbe (3.6), a drugom integracijom prevaljeni put broda.



Sl. 3.3 Otpor broda pri plovidbi otvorenim morem

Na Sl. 3.3 prikazane su vrste pojedinih otpora broda. Na Sl. 3.4 primjećuje se porast omjera snage i brzine broda, čemu je glavni uzročnik otpor valova koji se kod većih brzina povećava brže od kvadrata brzine. Primjer povećanja snage kod povećanja brzine odnosi se na kontejnerski brod od 600 TEU.



Sl. 3.4 Omjer snage i brzine za kontejnerski brod od 600 TEU [42, MAN].

Prilikom eksploatacije broda na trupu broda može doći do obraštanja morskim organizmima. Kod povećanja površinske hrapavosti od 25 μm uslijed obraštanja trupa, povećava se otpor broda za 2 do 3 %, a smanjuje brzina broda oko 1 % [42, MAN]. Otpori se također povećavaju i uslijed djelovanja vjetra, valova i morskih struja. U drastičnim situacijama povećanje otpora može biti i preko 100 %. U Tab. 3.1 prikazane su prosječne vrijednosti povećanja otpora za određene plovidbene pravce. Posade brodova trebaju takve vrijednosti uzeti u obzir prilikom planiranja putovanja odnosno proračuna minimalne količine goriva za određeno putovanje.

Tab. 3.1 Prosječno povećanje otpora broda pri plovidbi određenim pravcima [42, MAN]

<i>Plovidbeni pravci</i>	<i>Povećanje otpora (%)</i>
<i>Sjeverni Atlantik Plovidba u smjeru zapada</i>	<i>25 – 30</i>
<i>Sjeverni Atlantik Plovidba u smjeru istoka</i>	<i>20 – 25</i>
<i>Europa-Australija</i>	<i>20 – 25</i>
<i>Europa-istočna Azija</i>	<i>20 – 25</i>
<i>Pacifičke rute</i>	<i>20 – 30</i>

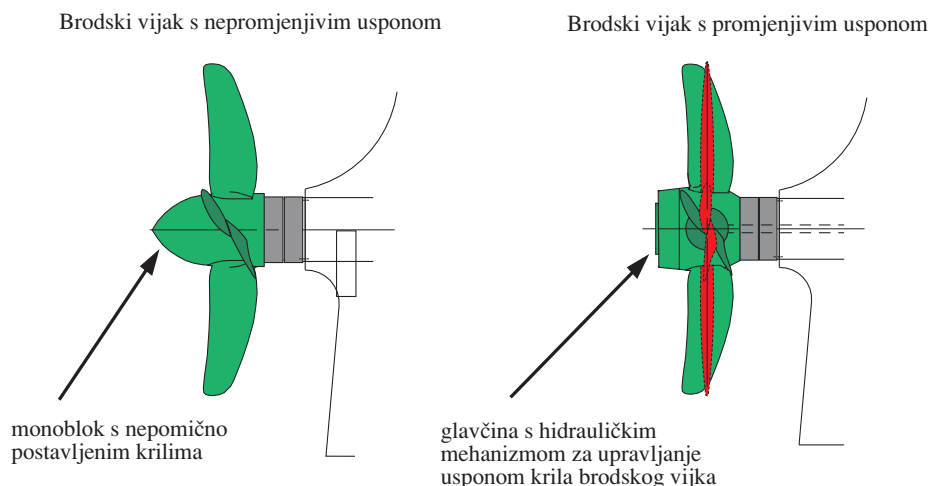
3.2. Značajke brodskog vijka

U devetnaestom stoljeću počinje se primjenjivati brodski vijak za propulziju broda. Zbog visokog stupnja djelovanja i jednostavne izvedbe brodski vijak je najčešći propulzijski element na brodovima. Na trgovačkim brodovima primjenjuju se brodski vijci velikog promjera, s brojem krila od 3 do 6. Jedan od najvećih brodskih vijaka, prikazan je na Sl. 3.5, promjera je 9,6 m, i mase 106 t. Prikazani brodski vijak je ugrađen na kontejnerski brod *Emma Maersk*.



Sl. 3.5 Jedan od najvećih brodskih vijaka do sada proizvedenih na svijetu

Prema Sl. 3.6 primjenjuju se brodski vijci s nepromjenjivim ili s promjenjivim usponom. Osnovna prednost brodskog vijka s nepromjenjivim usponom krila je njegova jednostavna izvedba, bolja pouzdanost i jednostavnije održavanje. Cijena je 3 do 4 puta manja od cijene brodskog vijka s promjenjivim usponom. Stupanj djelovanja je malo povoljniji zbog manje glavčine. Brodski vijak s promjenjivim usponom krila ima prednosti, koje ga stavljaju usprkos visokoj cijeni u prvi plan kod pojedinih tipova brodova trgovačke mornarice. Značajne prednosti su: mogućnost korištenja pune snage bez obzira na promjenu opterećenja (npr. kod tegljenja, ribarice, ledolomci, trgovački brodovi u raznim režimima nakrcanosti broda, itd.), bolje manevarske značajke i postizanje manje minimalne brzine broda (značajno za neke brodove kod prolaska kroz kanale ili približavanja obali u područjima snažnih morskih struja). Mogućnost proširenja područja primjene viška efektivne snage za pogon osovinskog generatora, posebno u uvjetima dinamičkog utjecaja vjetra i valova (mogućnost dvostruke regulacije – količine goriva i opterećenja, kako bi se zadržala konstantna brzina vrtnje motora).



Sl. 3.6 Brodski vijak s nepromjenjivim i s promjenjivim usponom

Moment i snaga koju brodski vijak treba za pogon broda ovise o geometrijskim i hidrodinamičkim parametrima (skliz i relativno napredovanje vijka). Brodski vijak u radu istovremeno ostvaruje dva gibanja: u smjeru svoje osi brzinom v_v u odnosu prema mirujućem moru, te okrećući se oko svoje osi kutnom brzinom $\omega = 2\pi n$. Omjer između v_v i n naziva se napredovanjem brodskog vijka.

$$h_e = \frac{v_v}{n} = 2\pi \frac{v_v}{\omega} \quad (3.7)$$

Napredovanje brodskog vijka h_e manje je od mogućeg geometrijskog uspona H/d . Ta se razlika naziva skliz. Bezdimenzionalnim kinematičkim koeficijentom u radu brodskog vijka definiramo koeficijent napredovanja.

$$J_o = \frac{h_e}{d} = \frac{v_v}{n \cdot d} \quad (3.8)$$

Gdje je:

- v_v - brzina napredovanja brodskog vijka,
- n - brzina vrtnje brodskog vijka,
- d - promjer brodskog vijka.

Koeficijent skliza bezdimenzionalno izražen je:

$$S = \frac{H - h_e}{H} = 1 - \frac{v_v}{H \cdot n}, \quad (3.9)$$

$$S = 1 - \frac{J_o}{H/d}. \quad (3.10)$$

Brodski vijak djeluje na način da povećava tlak vode koja protječe kroz vijčani krug pa kao reakcija na to povećanje tlaka nastaje poriv jednak površini vijčanog kruga pomnoženog razlikom tlaka.

$$T = \Delta p \cdot A_o \quad (3.11)$$

Gdje je :

- Δp - razlika tlaka,
- A_o - površina vijčanog kruga.

Sila poriva je istovremeno jednaka nastaloj promjeni količine gibanja u vodi (količina protekle vode pomnožena brzinom u ravnini brodskog vijka). Ako je v_1 brzina vode daleko ispred brodskog vijka, a v_2 brzina vode iza njega, ukupna je promjena brzine: $c_v = v_2 - v_1$. Prema nastaloj promjeni količine gibanja, sila poriva je:

$$T = \rho \cdot Q_v \cdot c_v. \quad (3.12)$$

Gdje je:

- Q_v - količina vode protekle u jedinici vremena kroz ravninu brodskog vijka,
- T - sila poriva,
- ρ - gustoća.

Ako je v_v brzina na samoj ravnini brodskog vijka, tada je:

$$Q_v = A_o \cdot v_v. \quad (3.13)$$

Ako se u jednadžbu (3.12) uvrsti jednadžba (3.13), tada je sila poriva:

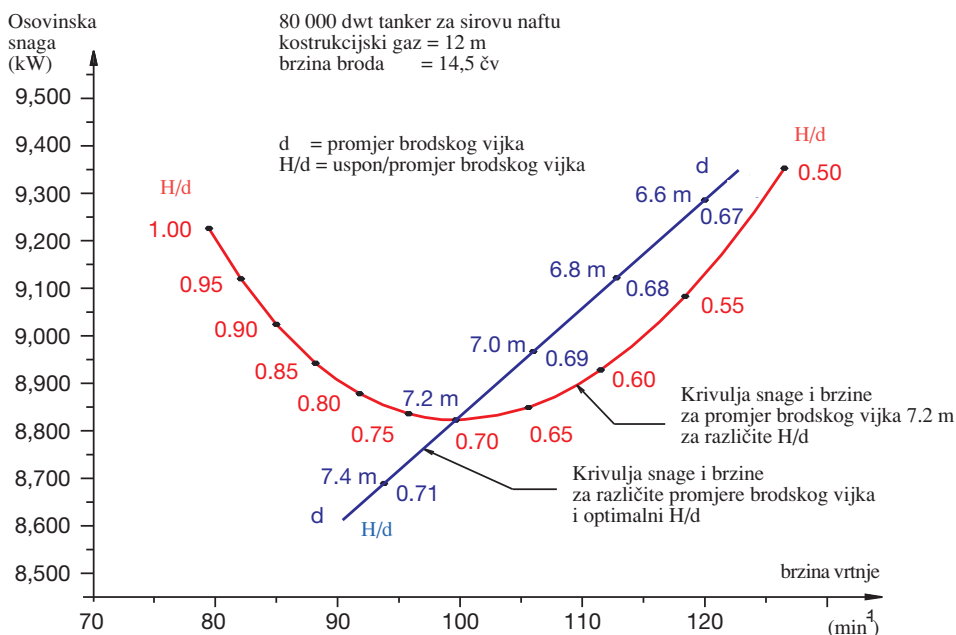
$$T = \rho \cdot A_o \cdot v_v \cdot c_v. \quad (3.14)$$

Idealni stupanj djelovanja brodskog vijka, tj. kad se zanemari trenje, jednak je omjeru snage koju brodski vijak daje, i snage koju prima.

$$\eta_v = \frac{T \cdot v_1}{T \cdot v_v} = \frac{v_1}{v_v} = \frac{v_1}{v_1 + \frac{c_v}{2}} = \frac{2}{2 + \frac{c_v}{v_1}} \quad (3.15)$$

Prema jednadžbi (3.15) stupanj efikasnosti brodskog vijka je to bolji što je manji omjer između promjene brzine c_v i brzine pritjecanja vode v_v . Stupanj djelovanja je maksimalan kada je $c_v=0$, ali u tom slučaju brodski vijak ne stvara poriv. Stupanj djelovanja brodskog vijka također opada i s porastom koeficijenta poriva, tj. stupanj djelovanja ovisi o opterećenju brodskog vijka. Može se zaključiti da se stupanj djelovanja propulzijskog sustava povećava izborom stroja male brzine vrtnje, te ugradnjom što je moguće većeg brodskog vijka. Izgradnjom dvotaktnih motora dugih stapaja i velikih volumena cilindara smanjena je brzina vrtnje na prihvatljivu za direktan pogon brodskog vijka velikog promjera, koji se može ugraditi po krmu deplasmanskih brodova. Time su se izbjegli gubici u reduktorima. U slučaju korištenja brodskog vijka s nepomičnim krilima treba motore izvesti s mogućnošću preokretanja. Maksimalni promjer brodskog vijka nije ograničen samo konstrukcijom podvodnog dijela krme broda, već treba voditi računa i o uronjenosti brodskog vijka u svim režimima plovidbe. Tankeri i brodovi za rasuti teret često plove na manjem gazu (u balastu), pa su na valovitom moru podložni izranjanju dijela brodskog vijka iz mora i time promjenama opterećenja. Za tankere i brodove za rasuti teret omjer promjera brodskog vijka i gaza broda je $d/D \approx 0,65$, a za kontejnerske brodove $d/D \approx 0,74$.

Na Sl. 3.7 prikazan je utjecaj promjera brodskog vijka i omjera H/d na snagu i brzinu vrtnje brodskog vijka za tanker nosivosti 80000 dwt.



Sl. 3.7 Utjecaj promjera i uspona brodskog vijka na snagu i brzinu vrtnje motora [42, MAN].

Poriv brodskog vijka T , moment zakretanja M i koeficijent djelovanja η opisuju dinamičke značajke rada brodskog vijka. Ako se navedene značajke izraze bezdimenzionalno, tada slijedi jednadžba za poriv:

$$T = K_T \cdot \rho \cdot n^2 \cdot d^4. \quad (3.16)$$

Prema jednadžbi (3.16) slijede koeficijent poriva i koeficijent momenta.

$$K_T = \frac{T}{\rho \cdot n^2 \cdot d^4} \quad (3.17)$$

$$K_M = \frac{M}{\rho \cdot n^2 \cdot d^5} \quad (3.18)$$

Stupanj djelovanja izoliranog brodskog vijka definiran je omjerom snage poriva i snage predane brodskom vijku.

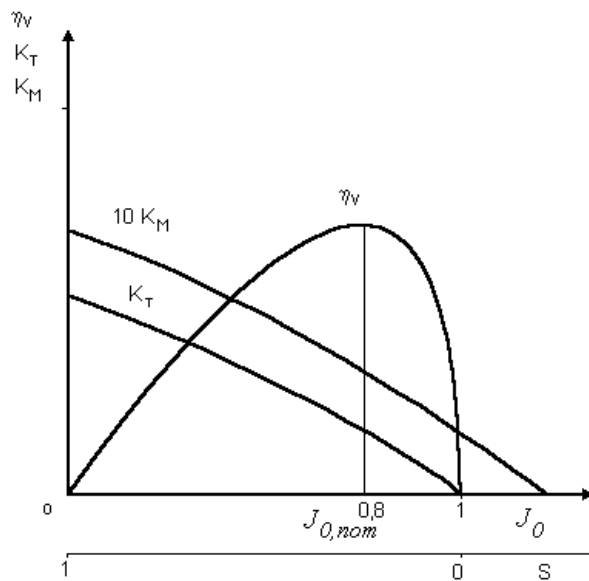
$$\eta_v = \frac{T \cdot v_v}{2\pi \cdot n \cdot M} = \frac{K_T}{K_M} \cdot \frac{J_o}{2\pi} \quad (3.19)$$

Gdje je:

- T - poriv brodskog vijka,
- M - moment zakretanja,
- K_T - koeficijent poriva,
- K_M - koeficijent momenta,
- v_v - brzina vijka u odnosu na mirnu vodu,
- J_o - koeficijent napredovanja brodskog vijka.

Međusobna povezanost koeficijenata K_T , K_M te stupnja djelovanja η_v , prikazuje se dijagramom na bazi koeficijenata napredovanja J_o . Dijagram slobodne vožnje brodskog vijka baza je svih proračuna propulzije. Na Sl. 3.8 prikazana je krivulja rada brodskog vijka s nepomičnim krilima. Iz slike se vidi da je najveći stupanj djelovanja brodskog vijka pri nominalnom režimu rada. Pri pokretanju broda kada je skliz 100 %, $S=1$, $J_o=0$ i $\eta=0$, poriv je maksimalan. Za slučaj kada je skliz jednak nuli $S=0$, poriv je jednak nuli, a u slučaju zaustavljanja broda skliz je negativan pa je i poriv negativan, odnosno brodski vijak radi kao turbina i koči brod. Pri ravnotežnom režimu plovidbe s brodskim vijkom s nepomičnim krilima prosječni zakretni moment motora u ravnoteži je sa zakretnim momentom brodskog vijka, uključujući i otpore osovinskog voda.

$$M_m = M_v \quad (3.20)$$



Sl. 3.8 Krivulja rada brodskog vijka s nepomičnim krilima [43, Šretner]

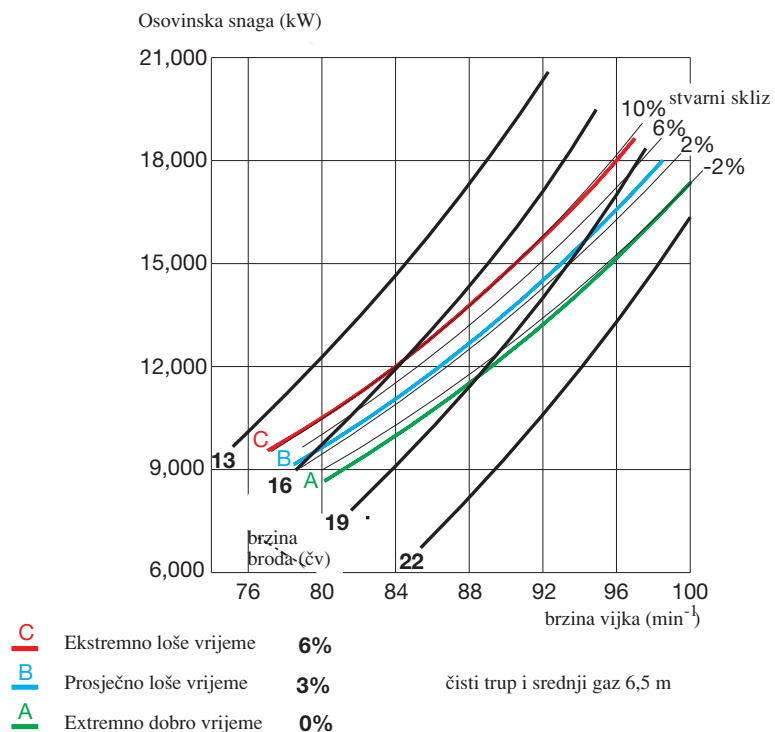
3.2.1. Otežani uvjeti rada brodskog vijka

Tijekom eksploatacije broda, uslijed obraštanja, povećava se hrapavost podvodnog dijela broda, što povećava otpor odnosno dovodi do povećanja snage potrebne za pogon broda zadanom brzinom. Ako brod plovi na manjem gazu npr. u balastu, tada će otpor biti manji. Tijekom režima plovidbe trup broda je izložen i utjecaju vjetra i valova, koji dodatno utječu na otpor broda. Za vrijeme plovidbe na veoma uzburkanom moru, s velikim otporom valova, snaga potrebna za pogon vijka može biti 7 do 8 % veća, nego u uvjetima mirnog mora.

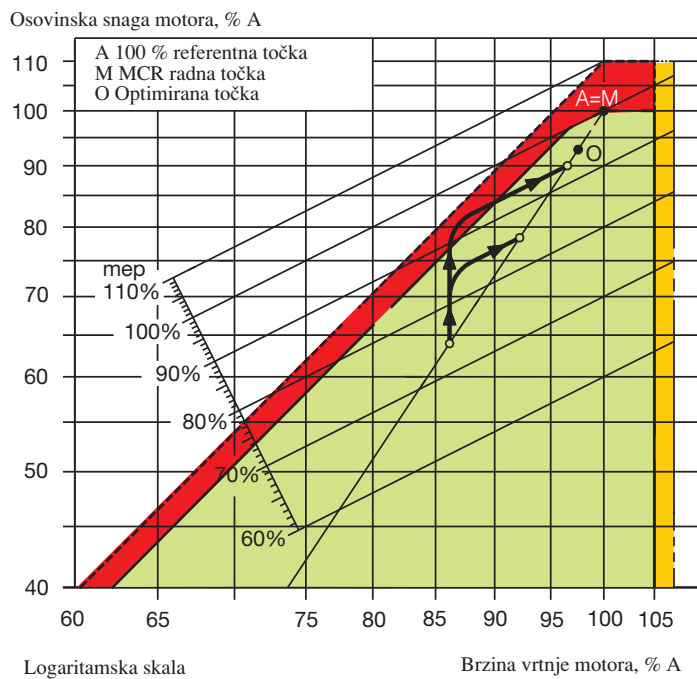
Na Sl. 3.9 prikazani su izmjereni podaci (snaga na osovini, brzina vijka, brzina broda i stvarni skliz vijka) za manji kontejnerski brod. Rezultati mjerenja dobiveni su ispitivanjem tijekom jedne godine eksploatacije broda, a prikazani su za tri prosječna uvjeta plovidbe: veoma loši uvjeti, prosječni vremenski uvjeti (oko 6 % *teška značajka vijka*) i veoma dobri uvjeti. U izvještaju posade stoji da bi kod loših uvjeta zbog udaraca pramca, posrtanja broda, te jakih vibracija po krmi zbog ubrzanja brodskog vijka časnik u straži smanjivao brzinu broda.

Za vrijeme ubrzanja broda regulacijski sustav povećava dobavu goriva, ali brodski vijak zbog povećanih otpora uslijed još nedostignute brzine broda ne ubrzava po značajki vijka u slobodnoj vožnji. Na Sl. 3.10 prikazan je omjer snage i brzine vrtnje motora za vrijeme ubrzanja broda. Na primjeru je isključen regulacijski sustav koji bi trebao ograničiti polugu goriva u slučaju nedovoljne količine zraka, pa je brzina promjene srednjeg efektivnog tlaka veća od promjene brzine brodskog vijka.

Slična pojava se događa i u slučaju nailaska broda na područje plitkog mora. Otpori naglo rastu pa dolazi do oscilacija brzine vrtnje brodskog vijka. U praksi postoje događaji, gdje je došlo do izbacivanja osovinskog generatora iz sinkronizma zbog oscilacija brzine vrtnje pri naglom prelasku broda u područje plitkog mora.



Sl. 3.9 Izmjereni podaci na jednom kontejnerskom brodu tijekom jedne godine [42, MAN]

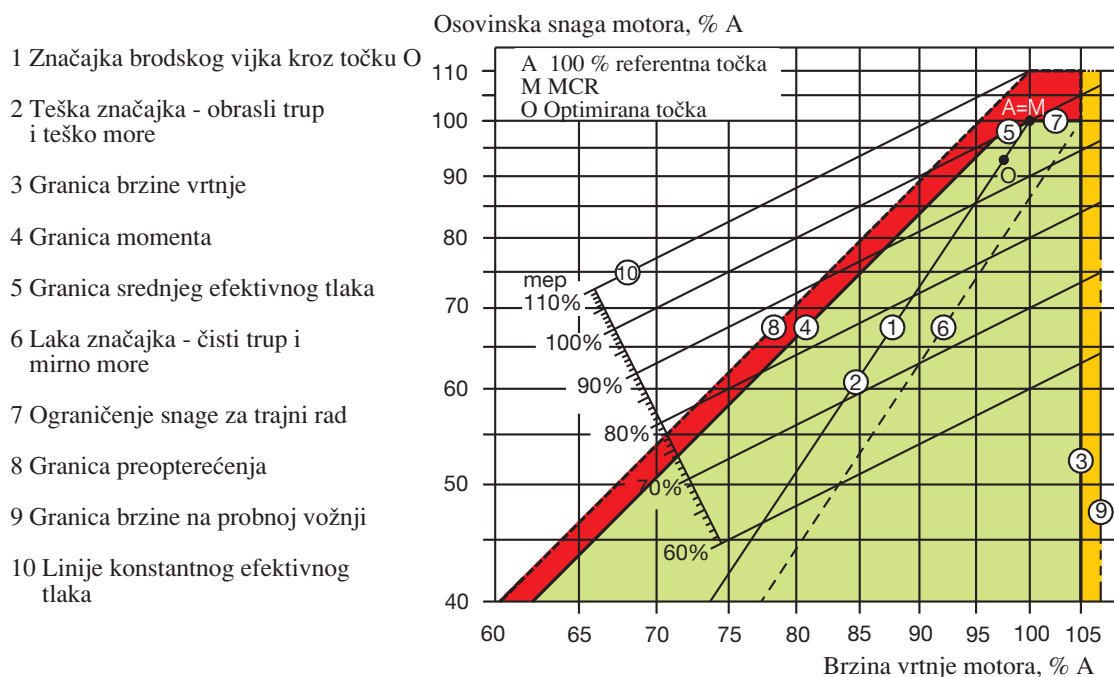


Sl. 3.10 Dijagram opterećenja za vrijeme ubrzanja broda [42, MAN]

Utjecaj svih navedenih otežanih uvjeta, koji nastaju pri eksploataciji broda ovisi o specifičnim značajkama broda (veličina, konstrukcijska izvedba pramca i krme, stabilnost, vrsta tereta, stupanj nakrcanosti broda, izvedba propulzijskog sustava, itd.). Istraživanje odziva propulzijskog sustava u otežanim uvjetima, potrebno je provesti za svaki brod posebno i to za različite režime plovidbe. Rezultati istraživanja ukazuju na potrebe za poboljšanjima pri upravljanju, održavanju i tehničkom poboljšanju svih elemenata sustava, a posebno regulacijskih. Time se omogućava sigurnije vođenje broda uz smanjenje mogućnosti pogreške uslijed trenutnog prilagođavanja otežanim uvjetima kada nastanu.

3.2.2. Dijagram opterećenja motora

Na dijagramu opterećenja Sl. 11 definirano je radno područje motora između granica snage i brzine vrtnje za kontinuirani rad kao i za preopterećenja. Na dijagramu je prikazana optimalna točka za eksploataciju O kao i maksimalno trajno opterećenje MCR točka M , obje točke nalaze se na krivulji brodskog vijka 1.



Sl. 3.11 Dijagram opterećenja motora, snaga i brzina vrtnje u logaritamskom obliku [42, MAN]

Kako bi motor u svim uvjetima rada ostao u granicama maksimalnih toplinskih i mehaničkih opterećenja, opremljen je s elektroničkim regulatorom, koji ima ugrađene funkcije ograničavanja poluge goriva kod maksimalnog dopuštenog momenta i nedovoljnog tlaka zraka za ispiranje. Regulator je opremljen i sustavom za prekidanje dobave goriva u slučaju prekoračenja maksimalne brzine vrtnje.

4. MODEL BRODSKOG PROPULZIJSKOG SPOROHODNOG DIZELSKOG MOTORA

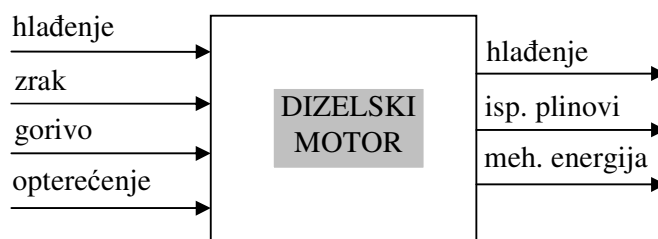
Najsloženiji element brodskog propulzijskog sustava je dizelski motor, a u pogledu regulacije je izvršni element. Dizelski motor direktno pogoni brodski vijak, koji ostvaruje propulzijsku silu, koja ne ovisi samo o brzini vrtnje, već i o statičkim i dinamičkim uvjetima plovidbe, a kako je to već opisano u dijelu (3.2.1.). Dizelski motor za vrijeme pogona treba kompenzirati promjene koje nastaju uslijed vanjskih utjecaja i omogućiti promjenu opterećenja u granicama radnog područja. Odnos brzine vrtnje motora, opterećenja i brzine broda nije linearan, također i odnos ulazno-izlaznih parametara samog motora u cijelom radnom području nije linearan, pa je dizelski motor vrlo složen kao objekt regulacije. Pri radu brodskog propulzijskog motora postoji čitav niz ograničenja radnih parametara zbog mehaničkih, toplinskih, ekoloških i dr. uvjeta. Zbog velikih masa i sustava prednabijanja konstantnog tlaka, sporohodni dizelski motori su inertni kao objekt regulacije, pa se kod promjenjivih opterećenja blizu *MCR*, često u praksi treba smanjiti nazivna snaga, što znači i sporiji brod. Za kontejnerske brodove vrijeme dolaska je uvjet, pa kako bi se mogla ostvariti maksimalna brzina u svim uvjetima plovidbe, propulzijski sustav se zbog toga naručuje s rezervom snage do 15 % *sea margine*, što poskupljuje nabavnu cijenu broda.

Bolje radne značajke, odnosno manja kolebanja kod promjenjivih režima rada, mogu se ostvariti primjenom digitalne tehnologije i upotrebom modela propulzijskog sustava s realnim ulaznim parametrima, koji mogu dovoljno brzo i precizno simulirati rad motora te računanjem odziva optimirati upravljačke parametre realnog motora.

Očita je potreba izrade detaljnog modela koji će precizno simulirati rad propulzijskog sustava. Nije moguće doći do eksperimentalnih podataka odziva realnog sustava u svim radnim uvjetima. Dostupni su podaci za stacionarne radne točke i to prilikom ispitivanja na ispitnom stolu i tijekom probnih vožnji. Za prijelazne režime uglavnom je moguće dobiti izmjerene podatke za vrijeme rasterećenja sustava, jer je krajnje granice za vrijeme opterećenja prerizično ispitivati, pa je stoga za proizvođača motora neprihvatljivo ispitivanje s isključenim modulima za zaštitu motora. Kyrtatos, Xiros i dr. u radovima [28] i [31] prikazali su modele koji su izrađeni na bazi fizikalnih i kemijskih zakonitosti, te su primijenjeni na procese u realnim brodskim pogonskim sustavima, pa se prikazani podaci mogu također koristiti kao kontrola točnosti modela.

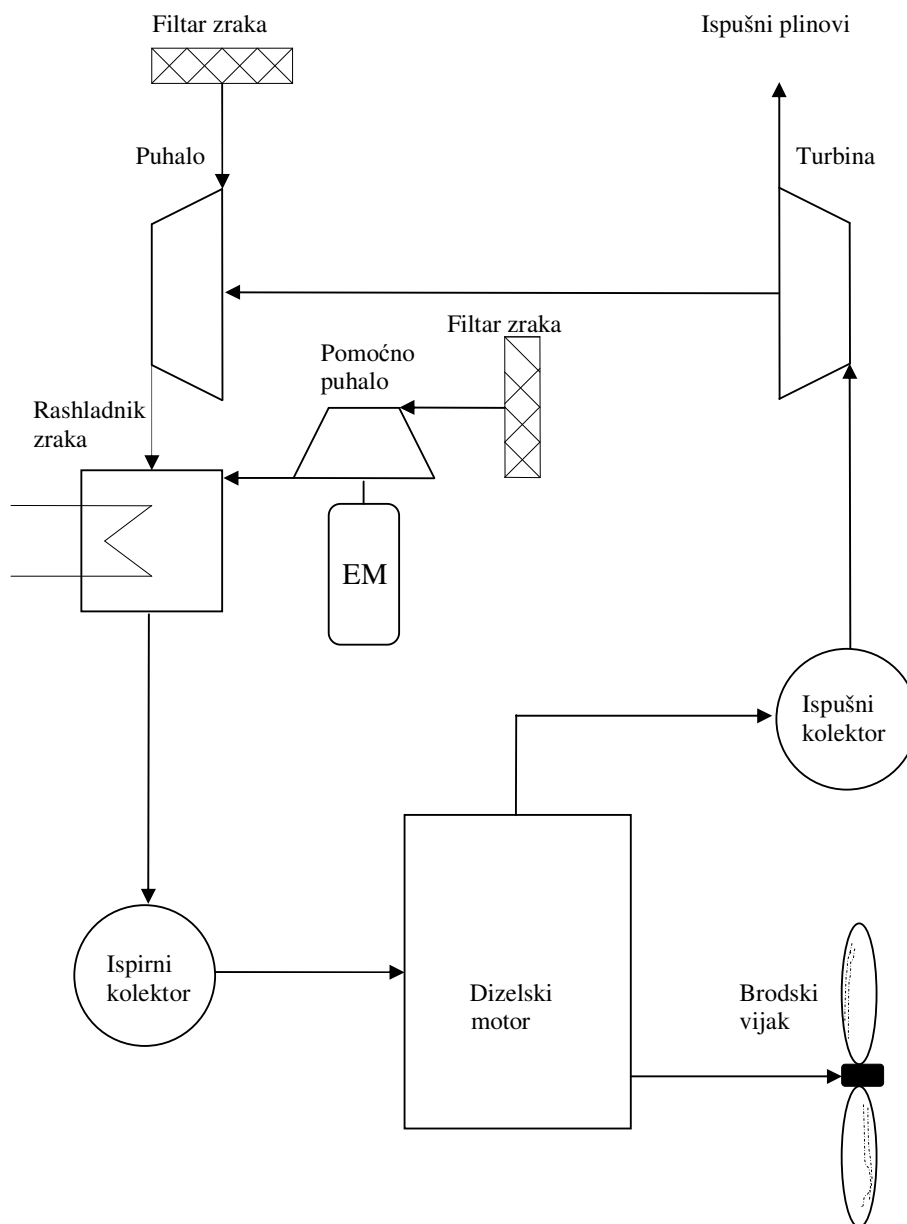
Model prikazan u ovom radu je otvoreni nestacionarni termodinamički sustav u kojem su zanemareni nestacionarni plinsko dinamički efekti i pretpostavljena je ravnoteža promjene stanja u kontrolnim volumenima, tzv. kvazistacionaran model.

Motor je otvoren sustav prema Sl. 4.1 s ulaznim tokovima zraka, goriva, rashladnog medija i opterećenja, te izlaznim tokovima ispušnih plinova, rashladnog medija i mehaničke energije.



Sl. 4.1 Fizikalni sustav motora

Brodski propulzijski sporohodni dvotaktni dizelski motor može se podijeliti u nekoliko elemenata, prema Sl. 4.2, koji se mogu analizirati pojedinačno ili kao cjelina. Elementi sustava su: cilindri, ispušni kolektor, ispirni kolektor, rashladnik zraka, turbina, puhalo, motorni mehanizam, regulator i brodski vijak kao potrošač.



Sl. 4.2 Principijelna shema dizelskog motornog propulzijskog sustava

Zrak preko filtra ulazi u puhalo turbopuhala. Turbina se pogoni ispušnim plinovima, koji se dovode iz kolektora ispušnih plinova na konstantnom tlaku za postignutu radnu točku. Stlačeni zrak prolazi kroz rashladnik i ulazi u kolektor zraka, gdje se u slučaju nedostatnog

tlaka uključuje pomoćno elektropogonjeno puhalo. Odatle zrak ulazi u cilindar. U cilindru dolazi do izgaranja goriva, koje se pomoću visokotlačne pumpe goriva, visokotlačnih cijevi i ventila za ubrizgavanje, dovodi u cilindar. Izgaranjem goriva u cilindru motora stvara se potisna sila, koja preko stapnog mehanizma, uzrokuje zakretni moment. Ovisno o momentu potrebnom za pogon potrošača (brodski vijak, osovinski generator, itd.), gubicima trenja u motoru i momentu tromosti rotirajućih masa, dolazi do promjene brzine vrtnje pogonskog vratila. Regulator uspoređuje odstupanje brzine vrtnje od postavljene vrijednosti i regulira dobavu goriva cilindrima. Kolektor ispušnih plinova skuplja ispušne plinove koji pogone turbinu. Iz turbine plinovi odlaze u dimovod.

4.1. Matematički model

Procesi u motoru mogu se općenito opisati sustavom običnih diferencijalnih jednadžbi prvog reda. Rad na izračunavanju može se znatno ubrzati ako je proces nepromjenjiv u vremenu ili statičan u nekim svojim komponentama. Jednadžbe sustava za takve komponente reduciraju se na algebarske jednadžbe, koje se mogu brže rješavati. Matematički model izvodi se osnovom fizikalnih i kemijskih zakona, primijenjenih na procese koji se odvijaju u elementima sustava. Dizelski motor praktično je nemoguće opisati matematičkim modelom, koji bi davao iste rezultate kao realan motor, ali ipak se mogu postići točnosti većine radnih značajki unutar 1 %. Matematički model opisuje objekt modeliranja skupom matematičkih ovisnosti koje odgovaraju fizikalnim svojstvima procesa i sadrže orijentacijski poznate parametre koji se dobivaju procjenom ili mjerenjem na realitetu ili fizikalnom modelu.

4.1.1. Cilindar dizelskog motora

Cilindar dizelskog motora određen je stijenkama košuljice, glave, i stapa motora koji se giba od krajnjeg gornjeg do krajnjeg donjeg položaja. Pri matematičkom modeliranju procesa u cilindru usvajaju se sljedeće pretpostavke:

- promjena stanja plina je ravnotežna, tlak, temperatura i sastav plinova u svakom promatranom trenutku vremena su isti u čitavom prostoru cilindra,
- gubici mase zbog propuštanja postoje samo za vrijeme visokotlačnog dijela procesa,
- kinetička energija plinova u cilindru se zanemaruje.

Primjenom prvog zakona termodinamike na plin promjenjivog sastava i mase, koji se nalazi u cilindru motora, ukupna količina dovedene energije je:

$$dQ = dU + p \cdot dV, \quad (4.1)$$

$$dU = d(m \cdot u) = u \cdot dm + m \cdot du. \quad (4.2)$$

Uvrštavanjem jednadžbe (4.2.) u jed. (4.1) i deriviranjem po kutu koljena slijedi:

$$\frac{dQ}{d\varphi} = u \frac{dm}{d\varphi} + m \frac{du}{d\varphi} + p \frac{dV}{d\varphi}, \quad (4.3)$$

što je osnovna jednadžba za ukupnu količinu dovedene energije u cilindru motora.

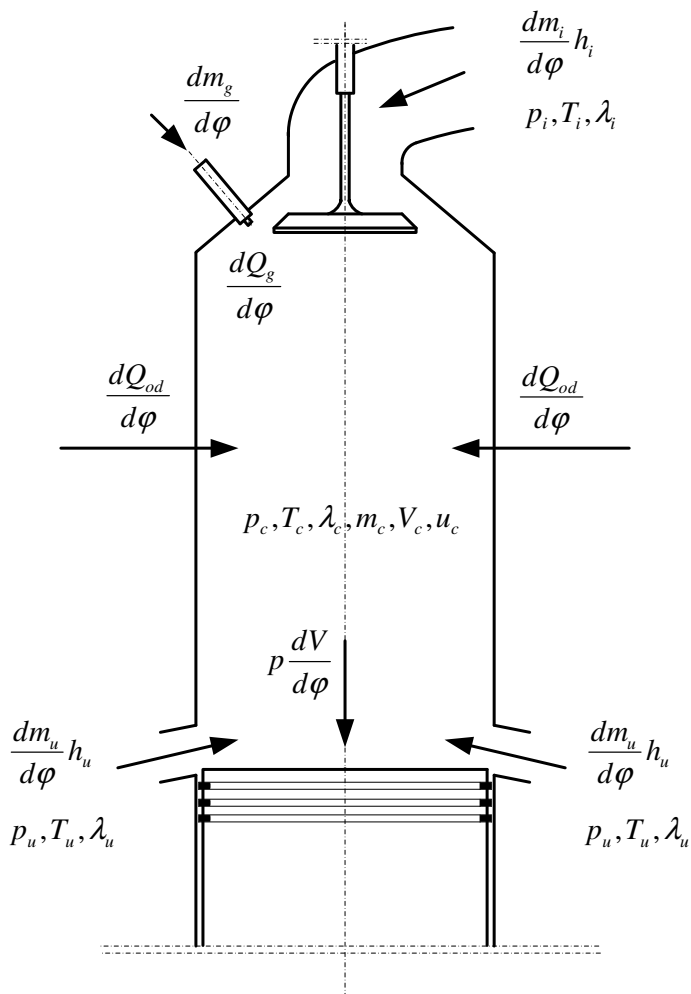
Promjena toplinske energije, koja se izmjenjuje između radnog medija i granica sustava, definirana je toplinom izgaranja goriva i toplinom koja se predaje stijenkama i okolini:

$$\frac{dQ}{d\varphi} = \frac{dQ_g}{d\varphi} + \frac{dQ_{od}}{d\varphi} + h_u \frac{dm_u}{d\varphi} + h_i \frac{dm_i}{d\varphi} + h_p \frac{dm_p}{d\varphi}. \quad (4.4)$$

Promjena mase plina u cilindru motora određena je masom medija koji ustrujava kroz ispirne otvore, ispušne otvore, gubicima kroz nezabrtvljena mjesta, te masom dovedenog goriva:

$$\frac{dm_c}{d\varphi} = \frac{dm_g}{d\varphi} + \frac{dm_u}{d\varphi} + \frac{dm_i}{d\varphi} + \frac{dm_p}{d\varphi}. \quad (4.5)$$

Raspodjela toplinske energije u cilindru dvotaktnog dizelskog motora s istosmjernim ispiranjem prikazana je na Sl. 4.3.



Sl. 4.3 Raspodjela toplinske energije u cilindru motora

Gdje je:

$\frac{dQ_g}{d\varphi}$ količina toplinske energije koja se oslobađa izgaranjem goriva u cilindru,

$\frac{dQ_{od}}{d\varphi}$ količina toplinske energije koja se dovodi u cilindar kroz stijenku,

$\frac{dm_u}{d\varphi} h_u$ osjetna toplina plina koji ulazi kroz ispirne kanale,

$\frac{dm_i}{d\varphi} h_i$ osjetna toplina plina koji ulazi kroz ispuh motora,

$\frac{dm_p}{d\varphi} h_p$ osjetna toplina plina koji ulazi kroz nezabrtvljena mjesta u cilindru.

Za smjesu zraka i produkata izgaranja specifična unutarnja energija i plinska konstanta su funkcija temperature, tlaka i pretička zraka:

$$u = f(T, p, \lambda), \quad (4.6)$$

$$R = f(T, p, \lambda). \quad (4.7)$$

Diferenciranjem jednadžbi (4.6) i (4.7) po kutu zakreta koljenastog vratila slijedi:

$$\frac{du}{d\varphi} = \frac{\partial u}{\partial T} \frac{dT}{d\varphi} + \frac{\partial u}{\partial p} \frac{dp}{d\varphi} + \frac{\partial u}{\partial \lambda} \frac{d\lambda}{d\varphi}, \quad (4.8)$$

$$\frac{dR}{d\varphi} = \frac{\partial R}{\partial T} \frac{dT}{d\varphi} + \frac{\partial R}{\partial p} \frac{dp}{d\varphi} + \frac{\partial R}{\partial \lambda} \frac{d\lambda}{d\varphi}. \quad (4.9)$$

Supstitucijom jednadžbi (4.8) i (4.9) u jednadžbu (4.2), uz primjenu jednadžbe stanja plina te rješavanjem po $dT/d\alpha$, dobiva se jednadžba za promjenu temperature u funkciji kuta koljena.

$$\frac{dT_c}{d\varphi} = \frac{\frac{1}{m} \left[-\frac{p \cdot dV}{d\varphi} + \sum_i \frac{dQ_i}{d\varphi} + \sum_j h_j \frac{dm}{d\varphi} - u \frac{dm}{d\varphi} - m \left(\frac{\partial u}{\partial \lambda} \right) \frac{d\lambda}{d\varphi} - C \right]}{\frac{\partial u}{\partial T} + \frac{A}{B} \frac{\partial u}{\partial p}} \quad (4.10)$$

Gdje je:

$$A = 1 + \frac{T}{R} \frac{\partial R}{\partial T},$$

$$B = 1 - \frac{p}{R} \frac{\partial R}{\partial p},$$

$$C = \frac{p}{B} \frac{\partial u}{\partial p} \left[\frac{1}{m} \frac{dm}{d\varphi} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\varphi} + \frac{1}{R} \left(\frac{\partial R}{\partial \lambda} \right) \frac{d\lambda}{d\varphi} \right].$$

Članovi *A*, *B* i *C* sadrže utjecaj kompresibilnosti i disocijacije plinova izgaranja u cilindru. Kod dizelskog motora disocijacija rijetko nastupa zbog nižih maksimalnih temperatura procesa (do 2000 K), a kompresibilnost je slabo izražena, pa se navedeni članovi mogu zanemariti.

Parametri $\left(u, h, \chi, \frac{\partial u}{\partial \lambda}, \frac{\partial u}{\partial T}, \frac{\partial u}{\partial p}, \frac{\partial R}{\partial \lambda}, \frac{\partial R}{\partial T}, \frac{\partial R}{\partial p}\right)$, mogu se dobiti pomoću analitičkih izraza određenih prema Jankov-u [22].

Rad ostvaren u cilindru je:

$$\frac{dW_c}{d\varphi} = p_c \frac{dV_c}{d\varphi}. \quad (4.11)$$

Tlak u cilindru određuje se iz jednadžbe stanja plina:

$$P_c = \frac{m_c \cdot T_c \cdot R_c}{V_c}. \quad (4.12)$$

Promjena volumena cilindra određuje se iz kinematike stapnog mehanizma.

$$V_c(\varphi) = \frac{V_s}{2} \left[\frac{2}{\varepsilon - 1} + 1 - \cos \varphi + \frac{1}{\lambda_m} \left(1 - \sqrt{1 - \lambda_m^2 \cdot \sin^2 \varphi} \right) \right] \quad (4.13)$$

$$\frac{dV_c}{d\varphi} = \frac{V_s}{2} \left[\sin \varphi + \lambda_m \frac{\sin \varphi \cdot \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda_m^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right] \quad (4.14)$$

4.1.1.1 Propuštanje radnog medija kroz slabo zabrtvljena mjesta

Propuštanje radnog medija može nastati između stapa, stapnih prstena i košuljice cilindra. Kako bi se smanjilo trenje za vrijeme rada motora i spriječilo propuštanje plinova izgaranja u prostor ispod stapa, košuljice cilindara se podmazuje uljem. Za vrijeme rada motora ulje se ubrizgava na stijenke cilindara i razmazuje uljni film po košuljicama motora, koji sprječava prolaz plinova izgaranja. Kod sporohodnih motora sa stapnim mehanizmom, konstrukcijom je omogućena primjena posebnog ulja za podmazivanje cilindara. Na taj način je omogućena primjena cilindarskih ulja koja imaju povoljna svojstva za podmazivanje cilindara. Prilikom modeliranja procesa u prostoru izgaranja u ovom radu je zanemarena masa ulja koja ima upliva u procesu izgaranja. Propuštanje medija između prstena i stapa, odnosno košuljice pri normalnom stanju istrošenosti i za vrijeme rada motora na nominalnom režimu, također je malo (0.5 do 1 % protoka svježeg punjenja), ali može biti značajnije za vrijeme upućivanja motora i pri radu motora s niskom brzinom vrtnje. Postoji mogućnost propuštanja i zbog lošeg brtvljenja na ventilima. Ako se pretpostavlja ispravnost ventila gubici radnog medija se zanemaruju.

4.1.1.2. Prijelaz topline u cilindru

U cilindru motora topline se predaje stijenkama uglavnom konvekcijom, a za vrijeme izgaranja i zračenjem. Temperaturno polje je nestacionarno i nehomogeno, pa postoje razlike koeficijenta prijelaza topline na pojedinim mjestima. Istraživanjima [44] i [45] utvrđeno je da se u stacionarnom režimu rada motora temperatura stijenki, klipa, glave i košuljice cilindra znatno ne mijenja, pa se može računati sa srednjom temperaturom površina. Može se zanemariti razlika koeficijenta prijelaza topline na pojedinim mjestima elemenata cilindra, pa se prihvaća srednji koeficijent prijelaza topline:

$$\frac{dQ_{st}}{d\varphi} = \sum_{i=1}^n \alpha_{\kappa} \cdot A_{st,i} (T_{st,i} - T_c) \frac{dt}{d\varphi}. \quad (4.15)$$

Problemu određivanja koeficijenta prijelaza topline posvećen je veliki broj radova. Pflaum i Mollenhauer [44] eksperimentalno su odredili empirijske jednadžbe za koeficijent konvektivnog prijelaza topline za cilindar, glavu motora, ispirni i ispušni kolektor.

Woschni [46] je odredio jednadžbu za srednji koeficijent prijelaza topline:

$$\alpha_{\kappa} = 130,5 \cdot d_c^{-0,2} \cdot p_c^{-0,53} \left[C_1 \cdot c_m + C_2 \frac{V_s \cdot T_{c,UZ}}{p_{c,UZ} \cdot V_{c,UZ}} (p_c - p_{cK}) \right]^{0,8}, \quad (4.16)$$

pri čemu je:

p – tlak izražen u jedinicama (bar),

$C_1 = 6,18 + 0,417 \cdot \frac{c_{vr}}{c_m}$ za vrijeme izmjene radnog medija,

$C_1 = 2,28 + 0,308 \cdot \frac{c_{vr}}{c_m}$ za vrijeme kompresije, izgaranja i ekspanzije,

$C_2 = 0,00324 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ za dizelske motore s izravnim ubrizgavanjem,

Tlak u cilindru određuje se iz jednadžbe stanja plina, a temperatura u cilindru bez izgaranja određuje se iz diferencijalne jednadžbe oblika:

$$\frac{dT_{cK}}{d\varphi} = \frac{1}{m_c \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_c} \left[-\frac{dQ_{st}}{d\varphi} - \frac{p_{cK} \cdot dV_c}{d\varphi} \right]. \quad (4.17)$$

Površina na kojoj se odvija prijelaz topline računa se kao suma površine stijenke cilindra uvećana za dio površine stapa do prvoga stapnog prstena:

$$A_c = \sum_i A_{c,i} + 2 \cdot d_c \cdot \pi \frac{h_k}{3}, \quad (4.18)$$

gdje je:

h_k - visina plamenog pojasa klipa.

4.1.1.3. Kompresija i ekspanzija

Za vrijeme kompresije i ekspanzije radnog medija u cilindru motora pretpostavlja se da nema propuštanja, nema izmjene radne tvari niti se u cilindar dovodi gorivo.

$$\frac{dQ_g}{d\varphi} = 0 \quad (4.19)$$

$$\frac{dm_c}{d\varphi} = 0 \quad \frac{dm_u}{d\varphi} = 0 \quad \frac{dm_i}{d\varphi} = 0 \quad \frac{dm_p}{d\varphi} = 0 \quad (4.20)$$

$$\frac{d\lambda_c}{d\varphi} = 0 \quad (4.21)$$

Prema jednadžbi (4.10), uz zanemarivanje utjecaja kompresibilnosti i disocijacije plinova izgaranja slijedi:

$$\frac{dT_c}{d\varphi} = \frac{1}{m_c \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_c} \left[-\frac{p_c \cdot dV_c}{d\varphi} + \frac{dQ_{st,c}}{d\varphi} \right] \quad (4.22)$$

Ako se za vrijeme ekspanzije dovodi zrak za upućivanje tada je:

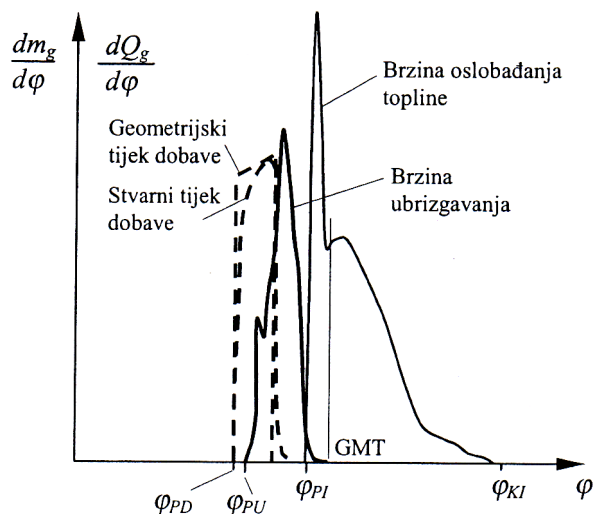
$$\frac{dm_c}{d\varphi} = \frac{dm_{zu}}{d\varphi}, \quad (4.23)$$

$$\frac{dT_c}{d\varphi} = \frac{1}{m_c \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_c} \left[-\frac{p_c \cdot dV_c}{d\varphi} + \frac{dQ_{st,c}}{d\varphi} + h_{zu} \frac{dm_{zu}}{d\varphi} - u_c \frac{dm_{zu}}{d\varphi} - m_c \left(\frac{\partial u}{\partial \lambda} \right)_c \frac{d\lambda_c}{d\varphi} \right] \quad (4.24)$$

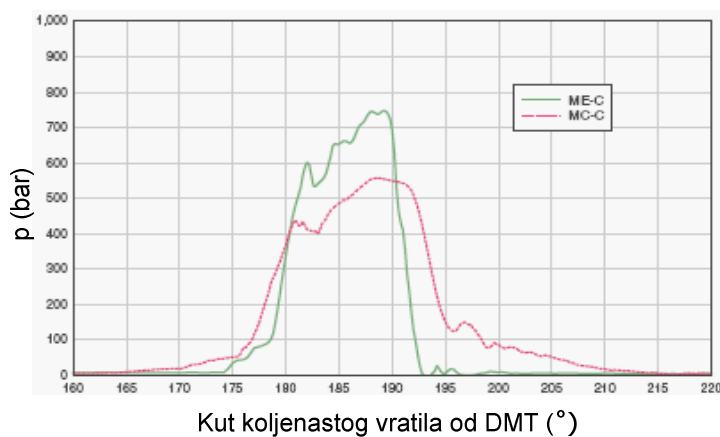
4.1.1.4. Izgaranje

Kod dizelskog motora zrak se komprimira do visokih temperatura kako bi moglo doći do zapaljenja goriva ubrizganog u cilindar. Proces izgaranja uključuje različite fizikalno-kemijske procese, kao što su: ubrizgavanje, raspršivanje mlaza goriva i raspodjela u sve dijelove prostora izgaranja, isparavanje kapljica, miješanje para goriva sa zrakom, zakašnjenje paljenja, samozapaljenje, izgaranje homogene faze, difuzijsko izgaranje i dogorijevanje.

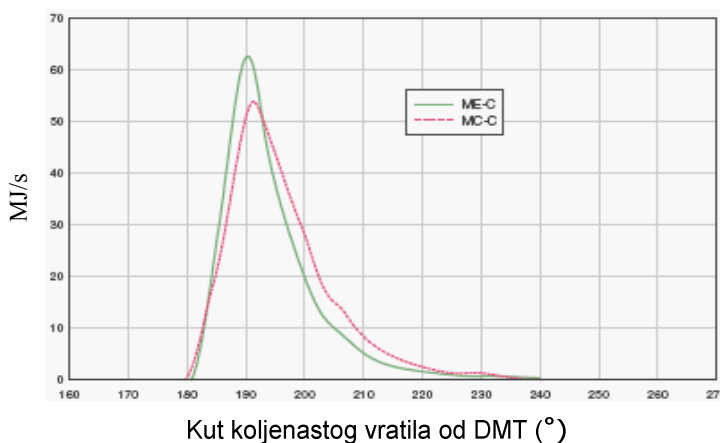
Na Sl. 4.4 shematski je prikazana dobava goriva, tijekom ubrizgavanja i oslobađanja topline za vrijeme izgaranja goriva u cilindru brzohodnog dizelskog motora.



Sl. 4.4 Shematski prikaz dobave na pumpi goriva, ubrizgavanja i zakona oslobađanja topline [23]



Sl. 4.5 Ubrizgavanje goriva pri 75 % opterećenja za motore 7S50MC-C i 7S50ME-C [47]



Sl. 4.6 Oslobađanje topline pri 75 % opterećenja za motore 7S50MC-C i 7S50ME-C [47]

Nakon početka dobave goriva na pumpi, dolazi do širenja tlačnog vala i u trenutku φ_{PU} počinje ubrizgavanje goriva. Oblik zakona ubrizgavanja ovisi o promjeni hoda klipa pumpe, o izvedbi ventila za ubrizgavanje goriva, o visokotlačnoj cijevi i ventilu za rasterećenje. Izborom odgovarajućeg oblika zakona ubrizgavanja može se znatno utjecati na odvijanje faze izgaranja u motoru, pogotovo kod niskih opterećenja, a kod sporohodnih motora i kod visokih opterećenja, kako bi se smanjio maksimalni tlak izgaranja. Gorivo se ubrizgava u visoko komprimirani zrak, koji se u tijeku kompresije zagrije preko temperature samozapaljenja goriva od 500 do 550 °C. Fino raspršeno gorivo miješa se sa zrakom, te na rubovima mlaza dolazi do isparavanja. Stvara se goriva smjesa para goriva i zraka, te dolazi do samozapaljenja stvorene gorive smjese, čime se počinje oslobađati toplina. Vrijeme od početka ubrizgavanja goriva do početka termičkog paljenja naziva se zakašnjenje paljenja. Ono se može podijeliti na fizičko i kemijsko zakašnjenje paljenja. Fizičko zakašnjenje paljenja prouzročeno je fizičkim procesom pripreme goriva (raspršivanje mlaza, isparavanje i miješanje). Kemijsko zakašnjenje paljenja je ovisno o tlaku i temperaturi u prostoru izgaranja i o vrsti goriva.

U početku izgaranja dolazi do naglog paljenja homogene smjese ranije isparenog goriva i zraka. Izgaranje započinje istovremeno na više mjesta i odvija se intenzivno pri čemu dolazi do naglog porasta tlaka i temperature. To razdoblje naziva se izgaranje homogene faze. Dio toplinske energije koja se oslobađa koristi se za isparavanje kapljica preostalog goriva. Nastale pare miješaju se sa zrakom i uključuju u reakcije plamena. To razdoblje izgaranja naziva se difuzijsko izgaranje, jer je brzina izgaranja upravljana procesom difuzije, miješanja i turbulencije goriva i zraka. Tlak u cilindru pada zbog ekspanzije koja je u tijeku, a temperatura dostiže svoj maksimum.

U završnom dijelu izgaranja brzina odvijanja reakcija pada s temperaturom, koja se smanjuje tijekom ekspanzije. Usporavanju reakcije doprinosi i sve manja koncentracija sudionika u reakcijama. Završni dio izgaranja traje otprilike polovicu ukupnog trajanja izgaranja.

Pravilno stvaranje smjese i izgaranje kod dizelskog motora daje miran rad motora. Dobro vrtloženje zraka i povoljne značajke sustava ubrizgavanja utječu na potpuno izgaranje. Ako nije dobro miješanje goriva i zraka, za vrijeme difuzijskog izgaranja dolazi do stvaranja čađe.

Za brodске sporohodne motore primjenjuje se teško gorivo, koje isparava pri višim temperaturama. Vrijeme zakašnjenja paljenja u početku ovisi o nizu parametara. Što je viši tlak potrebna je viša temperatura za isparavanje. Viša temperatura uzrokuje brzo zagrijavanje kapljice goriva i brzo isparavanje. Za vrijeme kemijskog zakašnjenja paljenja brzina kemijskih reakcija linearno je proporcionalna tlaku i eksponencijalno proporcionalna temperaturi. Viši tlak znači veću koncentraciju sastojaka i veću brzinu reakcije, tj. kraće zakašnjenje paljenja. Što je viša temperatura također je kraće zakašnjenje paljenja. S ekološkog aspekta nastoji se sniziti dugo vrijeme zadržavanja reakcija u području bogatom kisikom i na visokoj temperaturi.

Na difuzijsku fazu utječe pretičak zraka; što je pretičak veći, lakše će izgorjeti sva količina goriva. Bolje vrtloženje utječe povoljno na ostvarenje smjese i izgaranje, ali uzrokuje veće toplinske gubitke. Ne smije doći do naknadnog ubrizgavanja goriva jer dolazi do nepotpunog izgaranja goriva, povećanih temperatura ispušnih plinova te dodatnih toplinskih opterećenja motora.

Pravilan proces ostvarivanja smjese i izgaranja kod dizelskog motora daje miran i tiši rad motora. Pravilan oblik prostora izgaranja i dobro vrtloženje zraka daje bezdimno, potpuno i pravodobno izgaranje, sa što manjim koeficijentom pretička zraka. Time se postižu optimalne značajke motora u pogonu te povoljna toplinska i mehanička naprezanja dijelova motora.

Na Sl. 4.5 i 4.6 prikazani su usporedni podaci ubrizgavanja goriva i oslobađanja toplinske energije za motor s mehaničkim sustavom ubrizgavanja *7S50MC-C* i motor s elektronički kontroliranim ubrizgavanjem *7S50ME-C*. Prikazani podaci se odnose na promatrane procese pri 75 % opterećenja motora.

Za proračun visokotlačnog dijela procesa potrebno je poznavanje tijeka dovođenja energije izgaranjem goriva $dQ_g/d\alpha$. Parametri zakona izgaranja mogu se odrediti eksperimentalno ili se pak mogu približno odrediti raznim funkcijama. U ovom radu se koristi analitički oblik funkcije izgaranja prema Vibe-u [48]:

$$x = \frac{Q_g}{\eta_{izg} \cdot m_g \cdot H_d} = 1 - \exp\left(-C \left(\frac{\varphi - \varphi_{PI}}{\varphi_{TI}}\right)^{m+1}\right). \quad (4.25)$$

Brzina izgaranja je:

$$\frac{dx}{d\varphi} = C(m+1) \left(\frac{\varphi - \varphi_{PI}}{\varphi_{TI}}\right)^m \exp\left(-C \left(\frac{\varphi - \varphi_{PI}}{\varphi_{TI}}\right)^{m+1}\right), \quad (4.26)$$

gdje je:

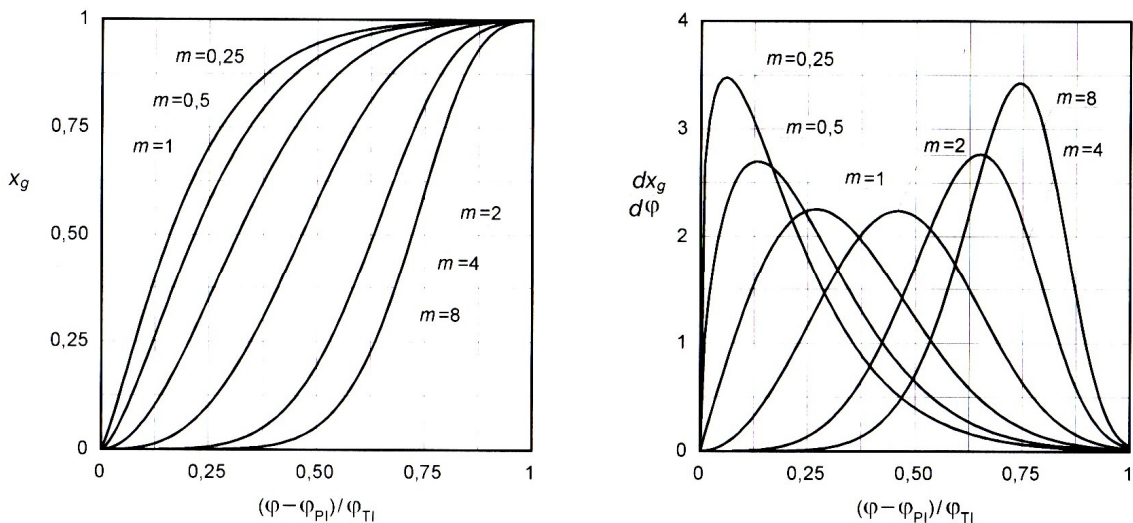
$$C=6,901 \text{ (za 99,9 \% izgaranja goriva).}$$

Iz jednadžbe (4.25) proizlazi, da se oslobađanje topline odvija prema eksponencijalnoj funkciji, pri čemu eksponent m (parametar oblika) određuje mjesto najvećeg intenziteta oslobađanja topline prema Sl. 4.7. Stupanj djelovanja η_{izg} uzima u obzir gubitke zbog nepotpunog izgaranja goriva.

Vibe eksponent ovisi o radnim parametrima motora. Prema Woschni i Anisits [49] Vibe eksponent ovisi o zakašnjenju paljenja, masi radnog medija i brzini vrtnje motora i to prema jednadžbi (4.27), a promjena trajanja izgaranja prema jednadžbi (4.28).

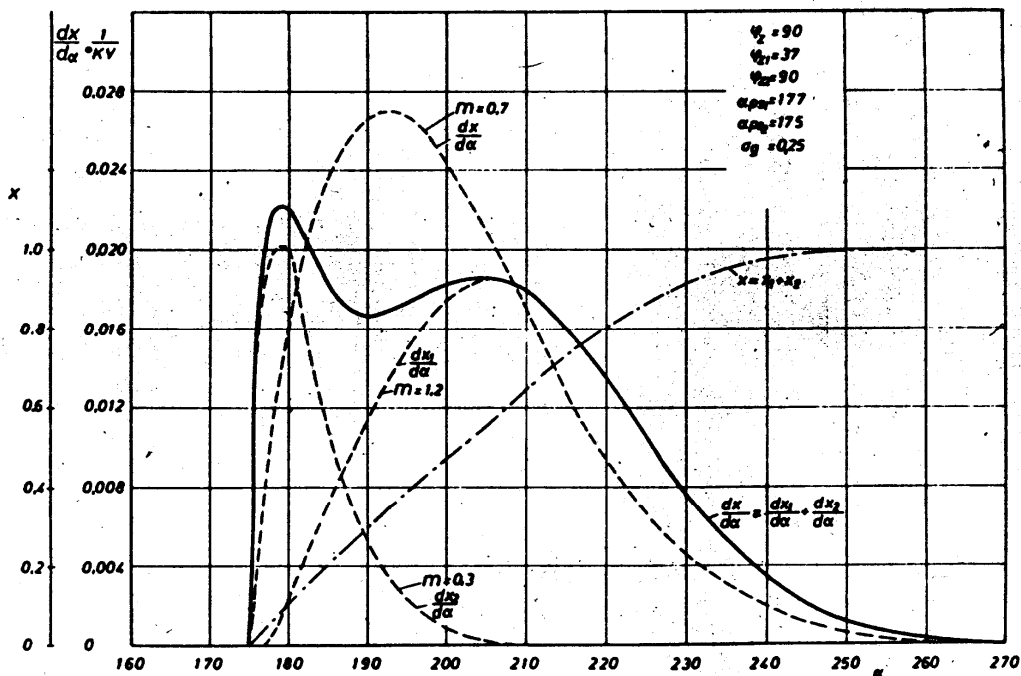
$$m = m_0 \left(\frac{\Delta\varphi_{ZP,0}}{\Delta\varphi_{ZP}}\right)^{0,5} \left(\frac{p_c \cdot T_{c,0}}{p_{c,0} \cdot T_c}\right) \left(\frac{n_{M,0}}{n_M}\right)^{0,3} \quad (4.27)$$

$$\Delta\varphi_{TI} = \Delta\varphi_{TI,0} \left(\frac{\lambda_0}{\lambda}\right)^{0,6} \left(\frac{n_M}{n_{M,0}}\right)^{0,5} \quad (4.28)$$



Sl. 4.7 Relativni udio izgoranog goriva i brzina izgaranja u funkciji kuta koljena, za različite parametre oblika m prema Vibe-u [22]

Tijek izgaranja u dizelskom motoru s izravnim ubrizgavanjem, s velikom brzinom izgaranja homogene faze i relativno sporim izgaranjem difuzijske faze, preciznije se može prikazati pomoću tzv. dvostruke Vibe-ove funkcije prema Sl. 4.8.



Sl. 4.8 Prikaz dvostruke Vibe-ove funkcije. [22]

Kod približnog određivanja izgaranja dvostrukom Vibe-ovom funkcijom cijeli se tijek izgaranja dijeli na dva dijela. Zbroj oba dijela predstavlja ukupni tijek izgaranja:

$$x = x_1(\varphi) + x_2(\varphi), \quad (4.29)$$

$$x_1(\varphi) = 1 - \exp\left(-C \left(\frac{\varphi - \varphi_{PI}}{\varphi_{TI}}\right)^{m_1+1}\right), \quad (4.30)$$

$$x_2(\varphi) = 1 - \exp\left(-C \left(\frac{\varphi - \varphi_{PI}}{\varphi_{TI}}\right)^{m_2+1}\right). \quad (4.31)$$

Početak izgaranja ovisi o početku dobave visokotlačne pumpe goriva, φ_{PG} , o zakašnjenju početka ubrizgavanja goriva, $\Delta\varphi_{ZU}$ i o zakašnjenju paljenja, $\Delta\varphi_{ZP}$:

$$\varphi_{PI} = \varphi_{PG} + \Delta\varphi_{ZU} + \Delta\varphi_{ZP}. \quad (4.32)$$

$\Delta\varphi_{ZU}$ - određen je vremenom potrebnim za širenje tlačnog vala goriva u cjevovodu:

$$\Delta\varphi_{ZU} = \Delta\varphi_{ZU0} \frac{n}{n_o}. \quad (4.33)$$

Za računanje zakašnjenja paljenja koristi se jednadžba prema Sitkei [50]:

$$\Delta\varphi_{ZP} = 0,5 + \exp\left(\frac{3,92782}{T_{C,ZP}}\right) \left(0,1332 \cdot P_{C,ZP}^{-0,7} + 4,637 \cdot P_{C,ZP}^{-1,8}\right) \left[10^{-3} s\right]. \quad (4.34)$$

U prijelaznom režimu rada propulzijskog motora, izazvanom povećanjem zadane brzine vrtnje ili porastom momenta opterećenja, regulacijski sustav dobavlja veću količinu goriva. Uslijed toga dolazi do povećanja omjera gorivo/zrak, te bi pretičak zraka mogao biti i manji od stvarno potrebnog za izgaranje goriva u stvarnim uvjetima u cilindru motora. Takva pojava dovodi do nepotpunog izgaranja, uz pojavu čađe, te smanjenje snage. Ovakve pojave su smanjene, jer u sustavu regulacije postoji funkcija ograničenja indeksa goriva u skladu s raspoloživom količinom zraka. Raspoloživa količina zraka utvrđuje se na osnovu tlaka zraka za ispiranje. Na nepotpunost izgaranja, te pojavu čađe utječu i drugi čimbenici, npr. tehničke značajke, temperatura, i dr. Problemima s izgaranjem pridaje se sve više značaja zbog ekoloških razloga.

Pri ispitivanju pojave čađe prilikom izgaranja na malim motorima, Betz i Woschni [51] su utvrdili parametre granične vrijednosti λ_G za različite tipove dizelskih motora, te je predložena jednadžba (4.35) za određivanje stupnja djelovanja izgaranja.

$\lambda_G = 2,05$ - za motor s mirnom komorom izgaranja
 $\lambda_G = 1,25$ - za motor s visokim vrtloženjem zraka
 $\lambda_G = 1,18$ - za motor s pretkomorom

$$\begin{aligned}
 \eta_{izg} &= 1 & za & \lambda \geq \lambda_G \\
 \eta_{izg} &= a\lambda \exp(c\lambda) - b & za & \lambda_G > \lambda > 1 \\
 \eta_{izg} &= 0,95\lambda + d & za & \lambda \leq 1
 \end{aligned} \tag{4.35}$$

Gdje je:

$$a = \frac{0,05 - d}{\lambda_G \exp(-1) - \exp(c)}; \quad b = a \exp(c) - 0,95 - d; \quad c = -\frac{1}{\lambda_G}; \quad d = -0,0375 - \frac{\lambda_G - 1,17}{15}.$$

U promatranom modelu brzina izgaranja goriva određena je zakonom oslobađanja topline. Za vrijeme izgaranja nema izmjene radnog medija s okolinom, pa slijedi:

$$\frac{dm_u}{d\varphi} = 0, \tag{4.36}$$

$$\frac{dm_i}{d\varphi} = 0, \tag{4.37}$$

$$\frac{dT_c}{d\varphi} = \frac{1}{m_c \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_c} \left[\frac{dQ_g}{d\varphi} + \frac{dQ_{st}}{d\varphi} - \frac{p_c \cdot dV_c}{d\varphi} - u_c \frac{dm_c}{d\varphi} - m_c \left(\frac{\partial u}{\partial \varphi} \right) \frac{d\lambda_c}{d\varphi} \right], \tag{4.38}$$

$$\frac{dm_c}{d\varphi} = \frac{dm_{g,c}}{d\varphi} = \frac{dx_g}{d\varphi} m_{g,pr}, \tag{4.39}$$

$$\lambda_c = \frac{m_c - m_{g,c}}{L_{st} \cdot m_{g,c}}, \tag{4.40}$$

$$\frac{d\lambda_c}{d\varphi} = -\frac{\lambda_c \cdot dm_{g,c}}{m_{g,c} \cdot d\varphi}, \tag{4.41}$$

$$\frac{dm_{g,c}}{d\varphi} = \frac{1}{\eta_{izg} H_d} \frac{dQ_g}{d\varphi}. \tag{4.42}$$

4.1.1.5. Proces za vrijeme izmjene radnog medija

Pri modeliranju termodinamičkog procesa u motoru treba odrediti protok i brzinu strujanja kroz ispirne kanale i ispušni ventil. Pretpostavlja se stacionarno strujanje, odnosno, budući da je strujanje promjenljivo u vremenu, onda se često naziva i kvazistacionarnim, pa vrijede zakoni dinamike plinova za stacionarno strujanje kroz konvergentnu mlaznicu. Za vrijeme izmjene radnog medija nema izgaranja, pa diferencijalna jednadžba za promjenu temperature glasi:

$$\frac{dT_c}{d\varphi} = \frac{1}{m_c \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_c} \left[\frac{dQ_{st}}{d\varphi} - \frac{p_c \cdot dV_c}{d\varphi} - u_c \frac{dm_c}{d\varphi} + h_i \frac{dm_{c,i}}{d\varphi} + h_u \frac{dm_{c,u}}{d\varphi} - m_c \left(\frac{\partial u}{\partial \varphi} \right) \frac{d\lambda_c}{d\varphi} \right]. \quad (4.43)$$

Promjena mase plina u cilindru jednaka je zbroju masa koje ulaze i izlaze kroz otvore:

$$\frac{dm_c}{d\varphi} = \frac{dm_{c,u}}{d\varphi} + \frac{dm_{c,i}}{d\varphi}. \quad (4.44)$$

Protok plina može se izračunati pomoću jednadžbe kontinuiteta za stacionarno strujanje:

$$\frac{dm}{d\varphi} = \alpha_v \cdot A_{v,geom} \cdot \psi \cdot p_1 \sqrt{\frac{2}{R_1 T_1} \frac{dt}{d\varphi}}, \quad (4.45)$$

gdje je:

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad za \quad 1 \geq \frac{p_2}{p_1} \geq \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}},$$

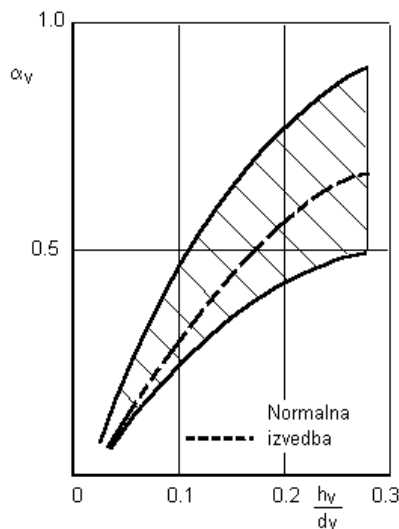
$$\psi = \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1}} \quad za \quad \frac{p_1}{p_2} \geq \left(\frac{\kappa+1}{2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}.$$

Pogodno je odrediti koeficijente protoka plina α_v u funkciji podizanja ventila h , npr. prema Sl. 4.9.

Efektivni protočni presjek kanala kod dvotaktnog motora jednak je umnošku geometrijskog protočnog presjeka i koeficijenta protoka:

$$A_{v,ef} = \alpha_v \cdot A_{v,geom}. \quad (4.46)$$

Geometrijski protočni presjek kanala pogodno je odrediti u funkciji kuta koljena, tj. položaja stapa u cilindru motora.



Sl. 4.9 Područje vrijednosti za koeficijent protoka u funkciji podizanja ventila [52]

Dobivene vrijednosti efektivnog protočnog presjeka prema utvrđenim geometrijskim površinama mogu se tablično unijeti u računalo, te se po potrebi može izvršiti interpolacija.

Promjena pretička zraka zbog ulaska plinova iz nekog spremnika s indeksom i je:

$$\frac{d\lambda_c}{d\varphi} = \frac{\frac{dm_{c,i}}{d\varphi} \left(1 - \frac{m_c \cdot m_{g,c,i}}{m_{g,c} \cdot m_{c,i}}\right)}{L_{st} \cdot m_{g,c}} = \frac{\frac{dm_{c,i}}{d\varphi} \left(1 - \frac{\lambda_c \cdot L_{st} + 1}{\lambda_i \cdot L_{st} + 1}\right)}{L_{st} \cdot m_{g,c}}. \quad (4.47)$$

Promjena mase izgorenog goriva u cilindru za vrijeme prestrujavanja plinova je:

$$\frac{dm_{g,c}}{d\varphi} = \frac{dm_{c,i}}{d\varphi} \frac{1}{\lambda_i \cdot L_{st} + 1}. \quad (4.48)$$

Izmjena radnog medija u cilindru dvotaktnog motora s istosmjernim ispiranjem započinje otvaranjem ispušnog ventila, čime započinje faza ispuha. Proces ispiranja započinje otvaranjem ispirnih kanala. Izmjena radnog medija (ispušni plinovi, zrak) definirana je prema jednadžbi (4.49), izlaskom ispušnih plinova kroz ispušni ventil i ulaskom zraka kroz ispirne kanale.

$$\left(\frac{dm_g}{d\varphi}\right)_{IRM} = k_u \frac{dm_u}{d\varphi} - k_i \frac{dm_i}{d\varphi}. \quad (4.49)$$

Gdje je:

k_u – koncentracija izgorenog goriva u ulaznim plinovima,
 k_i – koncentracija izgorenog goriva u ispušnim plinovima.

Koncentracija izgorjenog goriva u ulaznim i ispušnim plinovima ovisi o načinu ispiranja cilindra. Granični slučajevi ispiranja su: čisto potiskivanje, potpuno miješanje ili kratki spoj. Može se pretpostaviti da se stvarni proces ispiranja odvija po jednom od tri granična slučaja ispiranja, odnosno određenom kombinacijom navedenih slučajeva.

4.1.1.6. Model potpunog potiskivanja

Model potpunog potiskivanja je najjednostavniji model procesa ispiranja cilindra. Prema ovom modelu svježi zrak ustrujava u cilindar te potiskuje zaostale plinove izgaranja prema ispušnom ventilu. Pretpostavlja se da u zoni dodira ne dolazi do miješanja svježeg zraka sa zaostalim plinovima izgaranja. Kod opisivanja modela ispiranja cilindra prema Heywoodu [53] uvode se sljedeće značajke:

- stupanj dobave Λ ,

$$\Lambda = \frac{\text{masa svježeg punjenja tijekom jednog procesa}}{\text{referentna masa (stapajni volumen} \times \text{gustoća prednabijenog svježeg punjenja)}} = \frac{m_{sc}}{m'}$$

uspoređuje stvarnu masu zraka za ispiranje i punjenje cilindra prema onoj koju zahtijeva idealni proces prednabijanja. Referentna masa je definirana kao umnožak stapajnog volumena i gustoće prednabijenog zraka. Za analitički proračun pogodno je koristiti masu zraka zadržanu u cilindru m_{tr} kao referentnu masu.

- efikasnost zadržavanja zraka u cilindru η_{tr} ,

$$\eta_{tr} = \frac{\text{masa svježeg punjenja zadržana u cilindru}}{\text{masa zraka dovedena po procesu}} = \frac{m_{ar}}{m_{sc}}$$

označava koji udio zraka doveden cilindru je zadržan u cilindru.

- efikasnost ispiranja η_{sc} ,

$$\eta_{sc} = \frac{\text{masa svježeg punjenja zadržana u cilindru}}{\text{ukupna masa (zrak + zaostali plinovi)}} = \frac{m_{ar}}{m_{ar} + m_r}$$

označava u kojoj su mjeri plinovi izgaranja u cilindru zamijenjeni svježim zrakom. Neki autori efikasnost ispiranja nazivaju i čistoća punjenja, koja je u idealnom procesu jednaka jedinici.

- efikasnost prednabijanja η_{ch} ,

$$\eta_{ch} = \frac{\text{masa svježeg punjenja zadržana u cilindru}}{\text{referentna masa (stapajni volumen} \times \text{gustoća prednabijenog svježeg punjenja)}} = \frac{m_{ar}}{m'}$$

definira koliko je uspješno volumen cilindra ispunjen svježim zrakom.

Odnos između efikasnosti prednabijanja, efikasnosti zadržavanja zraka u cilindru i stupnja dobave definira se prema jednadžbi (4.52).

$$\eta_{ch} = \Lambda \cdot \eta_{tr} \quad (4.52)$$

Za model potpunog potiskivanja vrijedi:

$$\begin{aligned} \eta_{sc} = \Lambda \quad & \text{i} \quad \eta_{tr} = 1 \quad \text{za} \quad \Lambda \leq 1 \\ \eta_{sc} = 1 \quad & \text{i} \quad \eta_{tr} = \Lambda^{-1} \quad \text{za} \quad \Lambda \geq 1 \end{aligned}$$

4.1.1.7. Model potpunog miješanja

Za granično potpuno miješanje promatra se proces izmjene radnog medija kao kvazi stacionarni strujni proces. U vremenskom intervalu između t i $t+dt$, element mase zraka dm_{ad} , dobavljen je u cilindar i potpuno se miješa s plinovima izgaranja unutar volumena cilindra. Jednaka količina fluida s istim udjelima zraka i plinova izgaranja kao što je sadržaj cilindra u vremenu t , napušta cilindar. Masa dobavljenog zraka između t i dt , koja je zadržana u cilindru dm_{ar} , definirana je jednadžbom (4.53).

$$dm_{ar} = dm_{ad} \cdot \left(1 - \frac{m_{ar}}{m_{tr}} \right) \quad (4.53)$$

Uz pretpostavku da je $m_{tr} = \text{konstanta}$, gornja jednadžba se integrira preko vremena trajanja procesa ispiranja i punjenja cilindra motora, pa slijedi efikasnost ispiranja prema jednadžbi (4.61), a efikasnost zadržavanja prema jednadžbi (4.62).

$$C = \frac{1}{m_{tr}} \quad (4.54)$$

$$dm_{ar} = dm_{ad} (1 - C \cdot m_{ar}) \quad (4.55)$$

$$\frac{dm_{ar}}{1 - C \cdot m_{ar}} = dm_{ad} \quad (4.56)$$

$$\int \frac{dm_{ar}}{1 - C \cdot m_{ar}} = \int dm_{ad} \quad (4.57)$$

$$-\frac{1}{C} \ln(1 - C \cdot m_{ar}) = m_{ad} \quad (4.58)$$

$$(1 - C \cdot m_{ar})^{\frac{1}{C}} = e^{-m_{ad}} \quad (4.59)$$

$$\left(1 - \frac{m_{ar}}{m_{tr}}\right)^{-m_{tr}} = e^{m_{ad}} \quad (4.60)$$

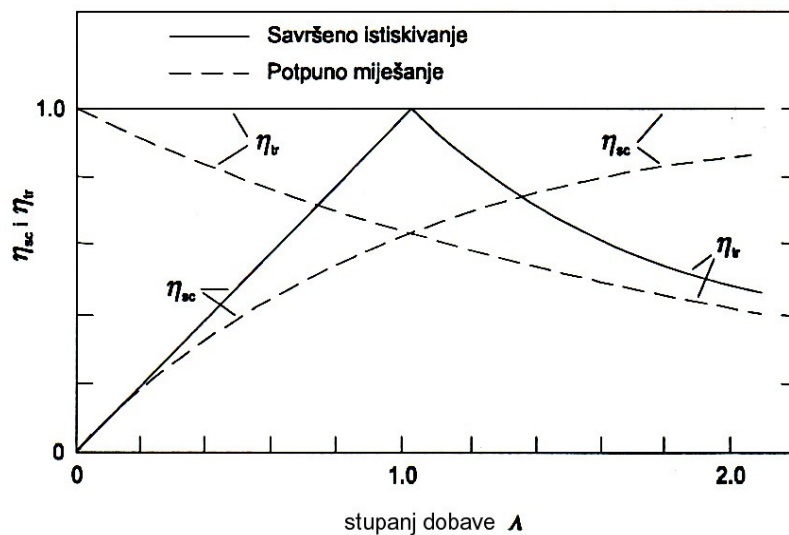
$$1 - \frac{m_{ar}}{m_{tr}} = e^{-\frac{m_{ad}}{m_{tr}}} \quad (4.61)$$

$$\frac{m_{ar}}{m_{tr}} = 1 - \exp\left[-\left(\frac{m_{ad}}{m_{tr}}\right)\right] \quad (4.62)$$

$$\eta_{sc} = 1 - e^{-\Lambda} \quad \text{odnosno za} \quad \eta_{sc} = \Lambda \cdot \eta_{tr} \quad (4.63)$$

$$\eta_{tr} = \frac{1}{\Lambda} \cdot (1 - e^{-\Lambda}) \quad (4.64)$$

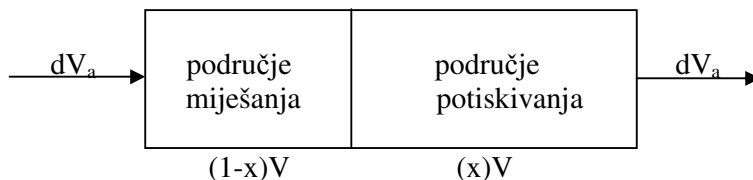
Na Sl. 4.10 prikazana je efikasnost ispiranja η_{sc} i efikasnost zadržavanja η_{tr} u odnosu na stupanj dobave Λ , za modele potpunog potiskivanja i potpunog miješanja.



Sl. 4.10 Efikasnost ispiranja η_{sc} i efikasnost zadržavanja η_{tr} u odnosu na stupanj dobave Λ

Benson i Brandhaim [54] su predložili model kombiniranog ispiranja. Prema tom modelu cilindar je podijeljen u dva područja: područje potiskivanja i područje miješanja prema Sl. 4.11.

Podrazumijeva se da zrak ulazi u cilindar i miješa se s plinovima u cilindru, te u isto vrijeme plinovi izlaze iz cilindra. Volumen cilindra je V , a x je dio volumena cilindra koji se ispire po modelu potiskivanja. Nakon procesa potiskivanja kada x postaje nula proces ispiranja se odvija po modelu miješanja.



Sl. 4.11 Model ispiranja (potiskivanje - miješanje)

Prema Sl. 4.11 V_a je zapremina zraka koji se dobavlja, i sve dok je $V_a < (x)V$, za efikasnost ispiranja vrijedi sljedeća jednadžba:

$$\eta_{sc} = \frac{V_a}{V} = \Lambda \quad \text{za uvjete konstantnog tlaka i temperature u promatranom volumenu.}$$

Prema [53] za efikasnost ispiranja prema modelu (miješanje – potiskivanje) vrijedi jednadžba (4.65).

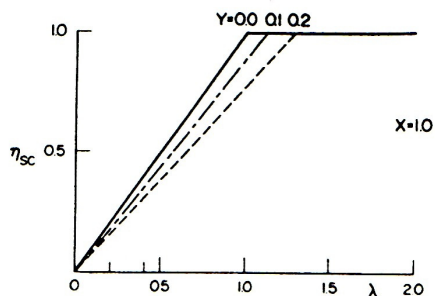
$$\begin{aligned} \text{za } \Lambda \leq x & \quad \eta_{sc} = \Lambda \\ \text{za } \Lambda > x & \quad \eta_{sc} = 1 - (1 - x)e^{(x-\Lambda)} \end{aligned} \quad (4.65)$$

Model Benson-Brandham opisuje model ispiranja kao kombinaciju potiskivanja i miješanja. Kod ispiranja cilindra sporohodnih brodskih motora s ispušnim ventilom, dio svježeg zraka može i direktno izaći kroz ispušni ventil (kratki spoj), pri čemu se stupanj dobave proporcionalno umanjuje. Model kombiniranog ispiranja (potiskivanje, miješanje i kratki spoj) može se opisati jednadžbom (4.66).

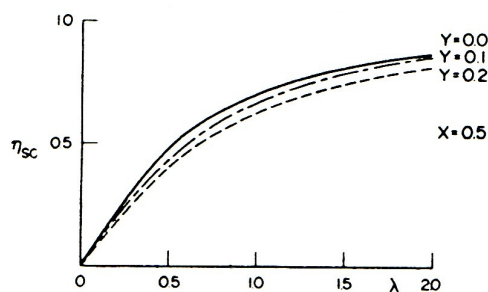
$$\begin{aligned} \text{za } (1 - y)\Lambda \leq x & \quad \eta_{sc} = (1 - y)\Lambda \\ \text{za } (1 - y)\Lambda > x & \quad \eta_{sc} = 1 - (1 - x)e^{(x-(1-y)\Lambda)} \end{aligned} \quad (4.66)$$

Efikasnost ispiranja η_{sc} za različite modele ispiranja prikazana je na Sl. 4.12. Stvarna efikasnost ispiranja može biti smanjena i uslijed formiranja mrtvih zona u cilindru, gdje plinovi izgaranja mogu ostati zarobljeni i time izbjeći istiskivanje ili povlačenje sa strujom svježeg zraka. Neisprane zone najčešće se javljaju u područjima cilindra koji ostaju izdvojeni od putanje glavne struje svježeg punjenja.

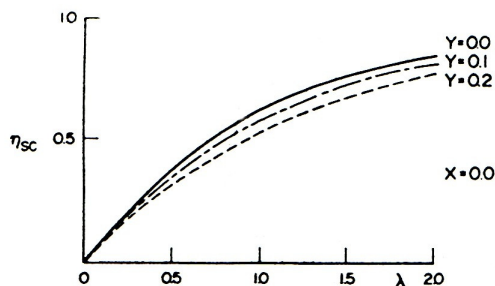
Kod suvremenih brodskih sporohodnih dvotaktnih motora ispiranje je istosmjerno. Zrak ulazi kroz tangencijalne otvore smještene po obodu cilindra, koji usmjeravaju zrak tako da formira vrtlog unutar cilindra. Prema Sl. 4.13 takva izvedba daje najpovoljnije stupnjeve ispiranja i to za sve radne uvjete motora.



a) potiskivanje – kratki spoj

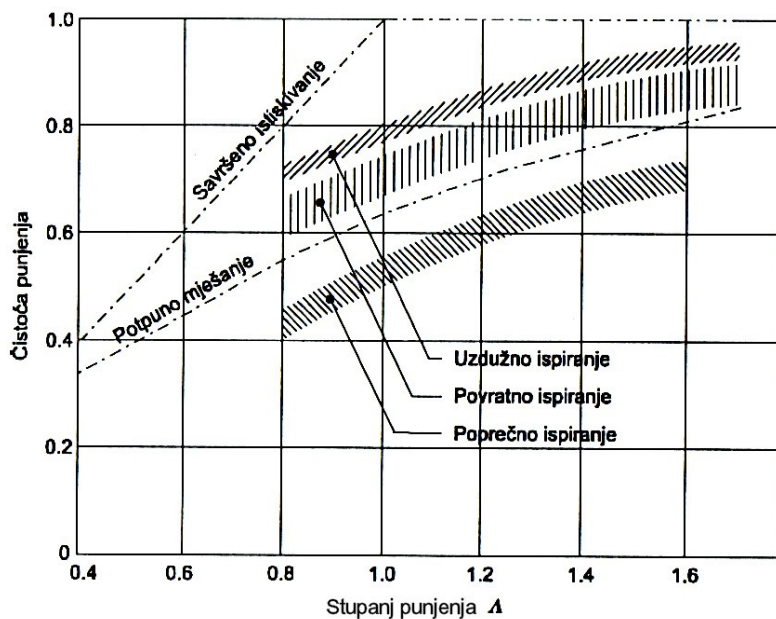


b) miješanje – potiskivanje kratki spoj



c) miješanje – kratki spoj

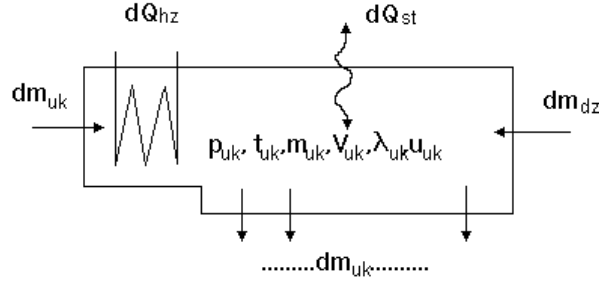
Sl. 4.12 Efikasnost ispiranja η_{sc} za različite modele ispiranja.



Sl. 4.13 Čistoća punjenja kao funkcija stupnja dobave Δ za različite sustave ispiranja brodskih dvotaktnih dizelskih motora.

4.1.2. Kolektor zraka za ispiranje cilindra

Ako se pretpostavi da je tlak na svim mjestima u kolektoru isti, tada se može primijeniti kvazistacionarni proračun, tj. uzima se u obzir samo promjena tlaka u vremenu, ali ne i po duljini kolektora. Na taj se način proces u kolektoru opisuje sustavom običnih nelinearnih diferencijalnih jednadžbi, umjesto sustava parcijalnih diferencijalnih jednadžbi, ako bi se uzele u obzir valovite promjene tlaka. Pri proračunu kolektora uzet je u obzir prijenos topline između plinova i stijenki kolektora.



Sl. 4.14 Kolektor zraka za ispiranje

Na Sl. 4.14 prikazan je kolektor zraka za ispiranje s jednim ulazom i više izlaza te eventualno s ulazom za dodatni zrak. Analogno proračunu za prostor cilindra uz izuzimanje izgaranja, promatranje procesa u konstantnom volumenu i nepostojanje disocijacije vrijede sljedeće jednadžbe:

$$\frac{dQ_{g,UK}}{d\varphi} = 0, \quad (4.67.)$$

$$\frac{dV_{UK}}{d\varphi} = 0, \quad (4.68.)$$

$$\frac{d\lambda_{UK}}{d\varphi} = \frac{\frac{dm_{UK,C}}{d\varphi} \left(1 - \frac{\lambda_{UK} \cdot L_{st} + 1}{\lambda_C \cdot L_{st} + 1} \right)}{L_{st} \cdot m_{g,UK}}, \quad (4.69.)$$

$$\frac{dT_{UK}}{d\varphi} = \frac{1}{m_{UK} \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_{UK}} \left[\frac{dQ_{st,UK}}{d\varphi} - u_{UK} \frac{dm_{UK}}{d\varphi} + \sum_i h_i \frac{dm_{UK,i}}{d\varphi} - m_{UK} \left(\frac{\partial u}{\partial \lambda} \right)_{UK} \frac{d\lambda_{UK}}{d\varphi} \right]. \quad (4.70.)$$

Jednadžba održanja mase je:

$$\frac{dm_{UK}}{d\varphi} = \frac{dm_{UK,p}}{d\varphi} + \sum_i \frac{dm_{UK,i}}{d\varphi}. \quad (4.71.)$$

4.1.2.1. Prijelaz topline u kolektoru zraka za ispiranje

U kolektoru se odvija konvektivni prijelaz topline s plinova na stijenke. Proračun prijelaza topline provodi se slično kao i za cilindar:

$$\frac{dQ_{UK}}{d\varphi} = \alpha_{UK} \cdot A_{UK} \cdot (T_{st,UK} - T_{UK}) \frac{dt}{d\varphi} + \alpha_{Ukan} \cdot (T_{st,Ukan} - T_{UK}) \frac{dt}{d\varphi}. \quad (4.72)$$

Za kolektor u obliku cijevi i laminarno strujanje, koeficijent prijelaza topline računa se prema Boy [21], iz jednadžbe:

$$\alpha_{UK} = 1,86 \frac{\lambda_{UK}}{d_{UK}} \left[\text{Re}_{UK} \cdot \text{Pr}_{UK} \frac{d_{UK}}{L_{UK}} \right]^{0,33}. \quad (4.73)$$

Za turbulentno strujanje:

$$\alpha_{UK} = 0,024 \frac{\lambda_{UK}}{d_{UK}} \left[1 + \left(\frac{d_{UK}}{L_{UK}} \right)^{0,666} \right] \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,45}. \quad (4.74)$$

Za vrijednost Prandtlvog broja $Pr=0,71$ dobiva se jednadžba:

$$\alpha_{UK} = 0,021 \cdot \frac{\lambda_{UK}}{d_{UK}} \left[1 + \left(\frac{d_{UK}}{L_{UK}} \right)^{0,666} \right] \cdot \text{Re}^{0,8}. \quad (4.75)$$

Reynoldsov broj Re može se odrediti iz masenog protoka:

$$\text{Re} = \frac{\omega \cdot d}{\nu} = \frac{\omega \cdot \rho \cdot d}{\eta} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{d \cdot \pi \cdot \eta_{UK}}. \quad (4.76)$$

Toplinska vodljivost i dinamička viskoznost zraka mogu se odrediti jednadžbama (4.77) i (4.78) prema Pflaum [35]:

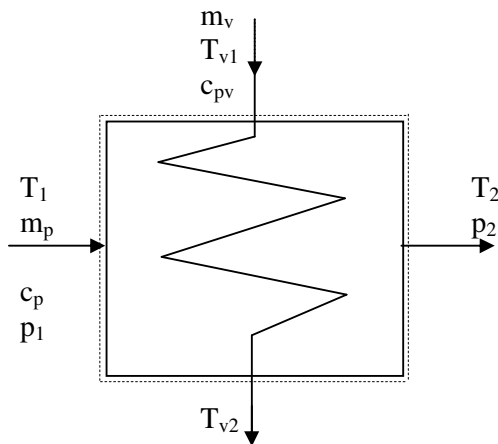
$$\lambda_{UK} = 3,17 \cdot 10^{-4} \cdot T_{UK}^{0,772}, \quad (4.77)$$

$$\eta_{UK} = 0,612 \cdot 10^{-6} \cdot T_{UK}^{0,609}. \quad (4.78)$$

4.1.2.2. Rashladnik zraka

Kako bi se zraku, kod motora s prednabijanjem, kojem je za vrijeme kompresije narasla temperatura, povećala gustoća i time se povećala učinkovitost punjenja, zrak se hladi prije dovođenja u cilindar motora. Pri niskim opterećenjima motora, hladni zrak bi mogao

prouzročiti smetnje pri zapaljenju goriva, pa bi za takve uvjete plovidbe trebalo regulirati temperaturu zraka nakon rashladnika. Regulacija temperature bi se trebala provoditi prema unaprijed utvrđenom programu za pojedina opterećenja motora.



Sl. 4.15 Rashladnik zraka

Rashladnik se promatra kao prigušni element s intenzivnim odvođenjem topline. Stupanj djelovanja rashladnika definiran je odnosom odvedene topline Q_H i teoretske količine topline G_{Ht} , koja bi se odvela u rashladniku pri potpunom iskorištenju temperaturne razlike zraka i rashladnog sredstva.

$$\varepsilon_H = \frac{Q_H}{Q_{Ht}} = \frac{m_z \cdot c_p \Big|_{T_1}^{T_2} (T_1 - T_2)}{m_z \cdot c_p \Big|_{T_1}^{T_{v1}} (T_1 - T_{v1})} \cong \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{v1}} \quad (4.79)$$

Temperatura zraka na ulazu rashladnika je:

$$T_1 = T_o + \frac{T_o}{\eta_p} \left(\pi_p^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right). \quad (4.80)$$

Iz jednadžbe (4.79) može se odrediti temperatura nakon rashladnika. Tlak zraka nakon rashladnika je:

$$p_{z2} = p_{z1} - \Delta p_o \left(\frac{\frac{dm_p}{dt}}{dm_{p,o}} \right)^2. \quad (4.81)$$

Ako je poznata površina za prijelaz topline A_H i koeficijent prolaza topline k_h , temperatura zraka nakon prolaska kroz rashladnik T_2 može se izračunati prema jednadžbi (4.82).

$$T_2 = T_1 - (T_1 - T_{V2}) \frac{1 - \exp\left[\left(\frac{C_Z}{C_V} - 1\right) \frac{(A_H \cdot k_H)}{C_Z}\right]}{1 - \frac{C_Z}{C_V} \exp\left[\left(\frac{C_Z}{C_V} - 1\right) \frac{(A_H \cdot k_H)}{C_Z}\right]} \quad (4.82)$$

Gdje je:

$$C_Z = c_{p,Z} \frac{dm_Z}{dt},$$

$$C_V = c_{p,V} \frac{dm_V}{dt}.$$

Toplina koju zrak predaje u rashladniku definirana je jednadžbom (4.83).

$$\frac{dQ_H}{d\varphi} = C_Z (t_1 - t_2) \frac{dt}{d\varphi} \quad (4.83)$$

4.1.2.3. Spremnik dodatnog zraka

Prilikom starta motora u cilindar se dovodi dodatni zrak iz spremnika. Jednadžbe temperature, promjene mase i protoka na ventilu za upućivanje su:

$$\frac{dT_{SDZ}}{d\varphi} = \frac{1}{m_{SDZ} \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_{SDZ}} \left(-u_{SDZ} \frac{dm_{SDZ}}{d\varphi} + h_{SDZ} \frac{dm_{SDZ}}{d\varphi} \right), \quad (4.84)$$

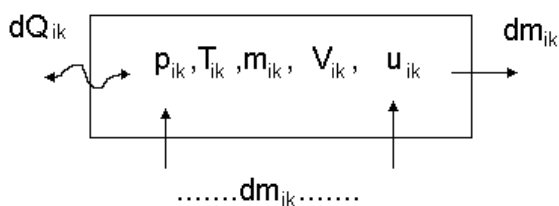
$$\frac{dm_{SDZ}}{d\varphi} = \frac{dm_{DZ}}{d\varphi}, \quad (4.85)$$

$$\frac{dm_{SDZ}}{d\varphi} = A_{V,DZ} \cdot \alpha_{V,DZ} \cdot \psi \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_1}} \frac{dt}{d\varphi}. \quad (4.86)$$

U jednadžbi (4.86) indeksom I označeno je stanje ispred ulaznih otvora, gledano u smjeru strujanja. Koeficijent ψ računa se prema jednadžbama (3.46) i (3.47).

4.1.3. Ispušni kolektor

Proces u ispušnom kolektoru Sl. 4.16 sličan je procesu u cilindru motora, s tom razlikom što u pravilu nema izgaranja, a ne obavlja se niti rad, jer je zapremina konstantna. Za izradu modela procesa u ispušnom kolektoru upotrebljava se kvazistacionarni model.



Sl. 4.16 Ispušni kolektor

Jednadžba za masu plina u ispušnom kolektoru dobije se iz zbroja masa koje ulaze i izlaze iz kolektora:

$$\frac{dm_{IK}}{d\varphi} = \sum_i \frac{dm_{IK,i}}{d\varphi}. \quad (4.87)$$

Jednadžba za temperaturu plina dobiva se slično kao i za cilindar:

$$\frac{dT_{IK}}{d\varphi} = \frac{1}{m_{IK} \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_{IK}} \left[\frac{dQ_{ST,IK}}{d\varphi} - u_{IK} \frac{dm_{IK}}{d\varphi} + \sum_i \frac{dm_{IK,i}}{d\varphi} - m_{IK} \left(\frac{\partial u}{\partial \lambda} \right)_{IK} \frac{d\lambda_{IK}}{d\varphi} \right]. \quad (4.88)$$

Tijekom prestrujavanja produkata izgaranja iz cilindra motora u ispušni kolektor pretpostavlja se trenutno i potpuno miješanje s plinovima u kolektoru, pa se promjena pretička zraka opisuje sljedećom jednadžbom:

$$\frac{d\lambda_{IK}}{d\varphi} = \frac{\sum_i \frac{dm_{IK,i}}{d\varphi} \left(1 - \frac{\lambda_{IK} \cdot L_{st} + 1}{\lambda_i \cdot L_{st} + 1} \right)}{L_{st} \cdot m_{g,IK}}. \quad (4.89)$$

Masa izgorenog goriva je:

$$m_{g,IK} = \frac{m_{IK}}{\lambda_{IK} \cdot L_{st} + 1} \quad (4.90)$$

4.1.3.1. Prijelaz topline u ispušnom kolektoru

U ispušnom kolektoru toplina konvekcijom prelazi s plinova na stijenke. Proračun prijelaza topline provodi se slično kao i za cilindar.

$$\frac{dQ_{IK}}{d\varphi} = \alpha_{IK} \cdot A_{IK} \cdot (T_{st,IK} - T_{IK}) \frac{dt}{d\varphi} + \alpha_{Ikan} \cdot A_{Ikan} \cdot (T_{st,Ikan} - T_{IK}) \frac{dt}{d\varphi} \quad (4.91)$$

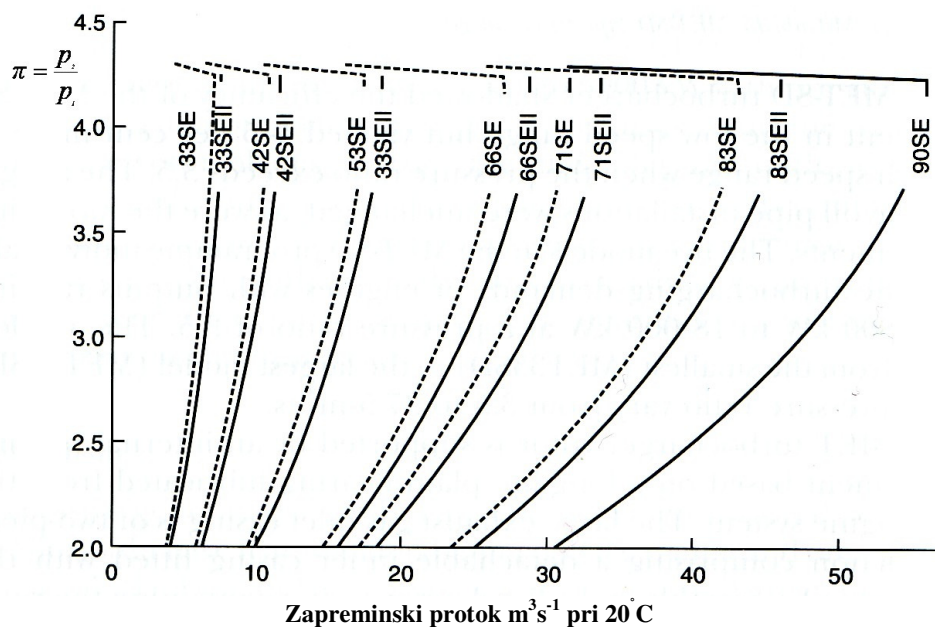
Koeficijent prijelaza topline može se odrediti iz jednadžbi (4.73 i 4.74), s tom razlikom da je prema izrazima Pflauma [55]:

$$\lambda_{IK} = 2,02 \cdot 10^{-4} \cdot T_{IK}^{0,837}, \quad (4.91)$$

$$\eta_{IK} = 0,355 \cdot 10^{-6} \cdot T^{0,679}. \quad (4.92)$$

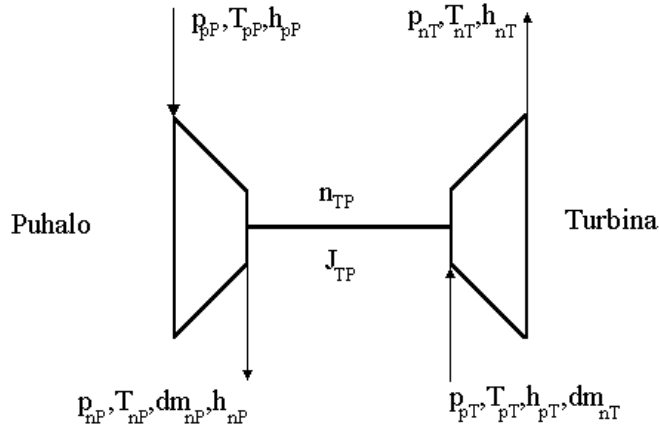
4.1.4. Turbopuhalo

Za sporohodne brodске motore dvotaktnog tipa u sustavu turbopuhala primjenjuje se radijalno puhalo i aksijalna turbina, rjeđe radijalna turbina. Turbopuhalo se najčešće ne projektira posebno za svaki tip motora, već se odabire iz već postojećih grupa turbopuhala različitih proizvođača. Na Sl. 4.17 prikazane su grupe turbopuhala proizvođača Mitsubishi, za 2-taktno i 4-taktno motore.



Sl. 4.17 Protok zraka u funkciji omjera tlakova za Mitsubishi MET-SE i SEII serije turbopuhala

Pri modeliranju procesa u turbopuhalu za vrijeme rada motora, potrebno je odrediti protok i stupnjeve djelovanja, a za nestacionarni režim rada motora potrebno je poznavanje momenta inercije turbopuhala. Turbopuhalo je s motorom povezano plinskom vezom, što znači da se ne može definirati prijenosni omjer između brzine vrtnje koljenastog vratila i rotora turbopuhala, već je brzina vrtnje određena ravnotežom između razlike momenata turbine i puhala. Na Sl. 4.18 prikazane su fizikalne veličine koje određuju rad turbine i puhala.



Sl. 4.18 Turbopuhalo

4.1.4.1. Turbina na ispušne plinove

Maseni protok turbine može se odrediti prema sljedećoj jednadžbi:

$$\frac{dm_T}{d\varphi} = \alpha_T \cdot A_{T,geom} \cdot \Psi \cdot p_{IK} \sqrt{\frac{2}{R_{IK} \cdot T_{IK}}} \frac{dt}{d\varphi}. \quad (4.93)$$

Gdje je: $A_{T,geom} = \frac{A_{TD} \cdot A_{TL}}{\sqrt{A_{TD}^2 + A_{TL}^2}}$ geometrijski presjek turbine, α_T koeficijent protoka, Ψ

funkcija protoka koja se računa prema jednadžbama (3.46 i 3.47).

Izentropska snaga turbine za stacionarni režim je:

$$P_{IS,T} = \dot{m}_T \cdot \Delta h_{s,T}. \quad (4.94)$$

Za idealan plin s konstantnim specifičnim toplotinama za vrijeme ekspanzije u turbini, specifični izentropski pad entalpije je:

$$\Delta h_{s,T} = R_{IK} \frac{\kappa_{IK}}{\kappa_{IK} - 1} \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{\kappa_{IK} - 1}{\kappa_{IK}}} \right]. \quad (4.95)$$

Gdje je $\pi = \frac{P_{T,PT}}{P_{T,NT}}$ stupanj ekspanzije u turbini.

Unutrašnji izentropski stupanj djelovanja definira se odnosom stvarnoga unutarnjeg i izentropskog rada:

$$\eta_T = \frac{\Delta h_T}{\Delta h_{s,T}}. \quad (4.96)$$

Statički tlak na ulazu u turbinu određen je razlikom tlaka u ispušnom kolektoru i padom tlaka u ispušnom sustavu:

$$p_{T,UT} = p_{IK} - \Delta p_o \left(\frac{dm_T}{dt} \cdot \frac{dt}{dm_{T,o}} \right)^2 \quad (4.97)$$

Tlak plinova nakon turbine je:

$$p_{T,IT} = p_{am} - \Delta p_{i,o} \left(\frac{dm_T}{dt} \cdot \frac{dt}{dm_{T,o}} \right)^2 \quad (4.98)$$

Unutarnji izentropski stupanj djelovanja η_T i koeficijent protoka turbine α_T ovise o omjeru tlakova π_T i o značajki brzine vrtnje v .

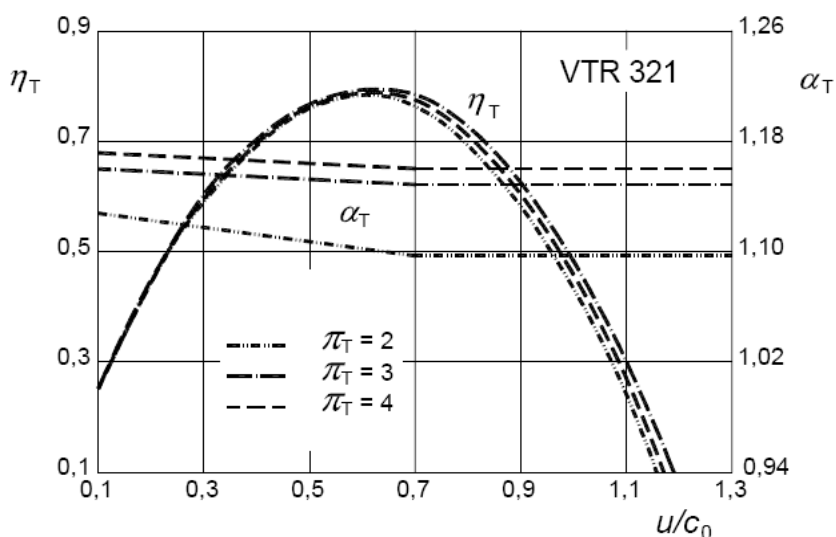
$$\frac{\eta_T}{\eta_{T,\max}} = f \left(\frac{v}{v_{opt}} \right) \quad (4.99)$$

$$\eta_{T,\max} = f(\pi_{T,\max}) \quad (4.100)$$

$$\alpha_T = f(\pi_T) \quad (4.101)$$

$$v = \frac{u_T}{c_o} = \frac{u_T}{\sqrt{2 \cdot \Delta h_{s,T}}} \quad (4.102)$$

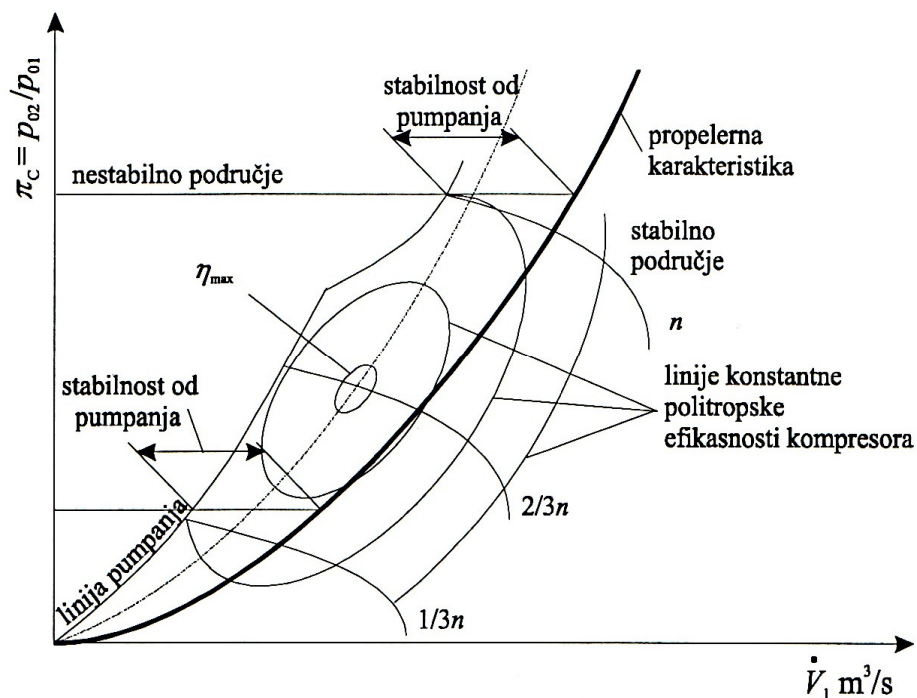
Koeficijent protoka α_T i izentropski stupanj djelovanja η_T , funkcije su omjera tlakova π_T i relativne brzine vrtnje u/c_o . Ovisi o geometrijskim značajkama turbine, pa se posebno prikazuju za svaki tip turbine. Na Sl. 4.19 prikazano je polje značajki aksijalne turbine BBC VTR 321.



Sl. 4.19 Značajke aksijalne turbine BBC VTR 321

4.1.4.2. Puhalo

Da bi se mogao riješiti model dizelskog motora s prednabijanjem, potrebno je poznavati značajke puhalo, tj. poznavati ovisnost protoka zraka kroz puhalo i stupanj djelovanja u funkciji omjera tlakova i brzine vrtnje. Na Sl. 4.20 prikazano je polje značajki puhalo.



Sl. 4.20 Polje značajki radijalnog puhalo [56]

Od proizvođača turbopuhala teško je dobiti značajke u analitičkom obliku pa je potrebno izvršiti približno određivanje značajki iz dijagrama. Za određeno puhalo, potrebne značajke se mogu odrediti iz polja značajki puhalo.

$$\pi_p = f\left(\frac{dV_{1,288}}{dt}, n_{TP,288}\right) \quad (4.103)$$

$$\eta_p = f\left(\frac{dV_{1,288}}{dt}, n_{TP,288}\right) = \frac{\Delta h_{s,p}}{\Delta h_p} \quad (4.104)$$

U gornjim jednadžbama zapreminski protok i brzina vrtnje svedeni su na standardnu temperaturu $T_o=288$ K. Maseni protok kroz puhalo može se odrediti prema sljedećoj jednadžbi:

$$\frac{dm_p}{d\phi} = \frac{dV_{1,288}}{dt} \sqrt{\frac{T_0}{T_{atm}}} \frac{P_{atm}}{R_{atm} T_{atm}} \frac{dt}{d\phi} \quad (4.105)$$

Reducirani volumni protok i brzina vrtnje mogu se odrediti prema :

$$\frac{dV_{1,288}}{dt} = \sqrt{\frac{T_0}{T_{amb}}} \frac{dV_z}{dt}, \quad (4.106)$$

$$n_{TP,288} = n_{TP} \sqrt{\frac{T_0}{T_{amb}}}. \quad (4.107)$$

Rad puhalu u tijeku jednog ciklusa je:

$$W_p = \int \frac{dm_p}{d\varphi} \frac{\Delta h_{s,p}}{\eta_{s,p} \cdot \eta_{meh} \cdot \eta_{vol}} d\varphi. \quad (4.108)$$

Polje značajki puhalu može se obraditi prema radu Medica [23]. Funkcije $\pi_p = f\left(\frac{dV}{dt}\right)$ i $\eta_p = f\left(\frac{dV}{dt}\right)$ mogu se opisati regresijskim polinomom 4. ili 5. reda za $n = \text{konst.}$ Brzina vrtnje turbopuhala i stupanj djelovanja određuju se iz početnih vrijednosti za π i $\frac{dV}{dt}$ interpolacijom u polju značajki.

$$\pi_p = \frac{1}{B_0 + \sum_{i=1}^5 (B_i n_{TP}^i) + \sum_{j=1}^5 \left(C_j n_{TP}^j \left(\frac{dV}{dt} \right)^{D_j} \right)} + \frac{n_{TP}^2}{D_2} \quad (4.109)$$

Koeficijenti B_0 do B_5 , C_1 do C_5 te D_1 do D_2 određuju se regresijskom metodom najmanjih kvadrata. Na osnovu poznatog omjera tlakova i protoka, stupanj djelovanja puhalu može se prikazati posebnim regresijskim polinomom:

$$\eta_p = \sum_{i=0}^2 A_i \pi_p^i + \left(\frac{dV}{dt} \right)^2 \sum_{i=0}^2 B_i \pi_p^i + (\pi_p - 1)^{2K} \sum_{i=0}^2 C_i \pi_p^i + (\pi_p - 1)^K \sum_{i=0}^2 D_i \pi_p^i \quad (4.110)$$

4.1.4.3. Dinamika rotora turbopuhala

Turbina i puhalo povezani su zajedničkim vratilom, a s motorom postoji plinska veza. Kod nestacionarnog režima rada dolazi do razlike momenata između turbine i kompresora pa će se rotor ubrzavati ili usporavati. Promjena brzine vrtnje definirana je razlikom zakretnih momenata i momenta inercije:

$$\frac{dn_{TP}}{dt} \frac{dt}{d\varphi} = \frac{M_T - M_P}{J_{TP}} \frac{60}{2 \cdot \pi} \frac{dt}{d\varphi} = \frac{M_T - M_P}{6 \cdot n_M \cdot J_{TP}} \frac{30}{\pi}. \quad (4.111)$$

Moment turbine i puhalo može se odrediti iz rada turbine i rada puhalo:

$$M_T = \frac{dW_T}{dt} \frac{60}{2 \cdot \pi \cdot n_{TP}} = \frac{dm_T}{d\varphi} \Delta h_{s,T} \cdot \eta_T \frac{60}{2 \cdot \pi \cdot n_{TP}} \frac{d\varphi}{dt}, \quad (4.112)$$

$$M_P = \frac{dW_P}{dt} \frac{60}{2 \cdot \pi \cdot n_{TP}} = \frac{dm_P}{d\varphi} \frac{\Delta h_{s,P}}{\eta_P \cdot \eta_{meh} \cdot \eta_{vol}} \frac{60}{2 \cdot \pi \cdot n_{TP}} \frac{d\varphi}{dt}. \quad (4.113)$$

4.1.5. Dinamika motornog mehanizma

Većina motora radi pri promjenjivim brzinama vrtnje, te je za nestacionaran režim potrebno modeliranje dinamike vrtnje motornog mehanizma. Na taj način se mogu uzeti u obzir ne samo promjenjivi režimi rada, nego i promjene kutne brzine vratila unutar jednog radnog ciklusa. Pri modeliranju dinamike motora zanemaruje se kinetička energija pokretnih fluida u motoru, razvodnog mehanizma i elemenata visokotlačne pumpe. Također se zanemaruju i elastične deformacije mehaničkog sustava i promjena potencijalne energije. Ekvivalentni moment inercije motora ovisi o kutu koljena koljenastog vratila motora. Kod motora s većim brojem cilindara, promjenjivost momenta inercije se smanjuje, te u usporedbi s drugim nedovoljno poznatim utjecajima, postaje zanemariva. Za modeliranje dinamike rada motora u ovom radu uzima se srednja vrijednost momenta inercije motornih elemenata.

Jednadžba ravnoteže momenata je:

$$\left(J_M + J_v \frac{d\omega_M}{dt} \right) = M_M + M_v. \quad (4.114)$$

Promjena brzine vrtnje je:

$$\frac{dn_M}{d\varphi} = \frac{M_M + M_v}{J_M + J_v} \frac{30}{\pi} \frac{dt}{d\varphi} = \frac{P_M + P_v}{6 \cdot n_M^2 (J_M + J_v)} \left(\frac{30}{\pi} \right)^2. \quad (4.115)$$

Indicirana snaga motora može se izračunati iz razvijenoga rada u cilindru motora:

$$P_{Ind} = \frac{n_M \cdot z}{30 \cdot \tau} \int \frac{dW_c}{d\varphi} d\varphi. \quad (4.116)$$

Gdje je:

τ - taktnost motora,

z - broj cilindara.

Efektivna snaga motora P_M , koju motor predaje na zamašnjaku koljenastog vratila, manja je od indicirane snage P_{Ind} za mehaničke gubitke i snagu potrebnu za pogon privješanih pomoćnih elemenata.

$$P_M = \frac{n_M \cdot z}{30 \cdot \tau} V_s \cdot p_{sr,e} = P_{Ind} \frac{P_{sr,e}}{P_{sr,in}} \quad (4.117)$$

$$P_{sr,e} = P_{sr,Ind} - P_{sr,tr} \quad (4.118)$$

Prema Kochanowsky i Thiele [58] tlak trenja $p_{sr,tr}$ uključuje utjecaj trenja u mehanizmu, utjecaj pogona pumpe za ubrizgavanje i ventila, utjecaj opterećenja motora, utjecaj tlaka prednabijanja, te utjecaj temperature rashladne vode i ulja kada odstupaju od nazivnih.

$$p_{sr,tr} = p_{tr,1} + \Delta p_{tr,2} + \Delta p_{tr,3} + \Delta p_{tr,4} + \Delta p_{tr,5} \quad (4.119)$$

$$p_{tr,1} = 6,7 \cdot d_c^{-0,329} - 89 \cdot d_c^{-0,943} \left[1 - \left(\frac{n}{n_o} \right)^2 \right] \quad (4.120)$$

U jednadžbi (4.119), d_c je promjer cilindra u (mm).

$$\Delta p_{tr,2} = 0,0002 \cdot p_{sr,ef}^3 - 0,006 \cdot p_{sr,ef} \quad (4.121)$$

U jednadžbi (4.121), $p_{sr,eff}$ je srednji efektivni tlak (bar).

$$\Delta p_{tr,3} = \left(\frac{P_{np}}{P_{amb}} - 1 \right) \sqrt{0,1874 - 0,018 \cdot c_m} \quad (4.122)$$

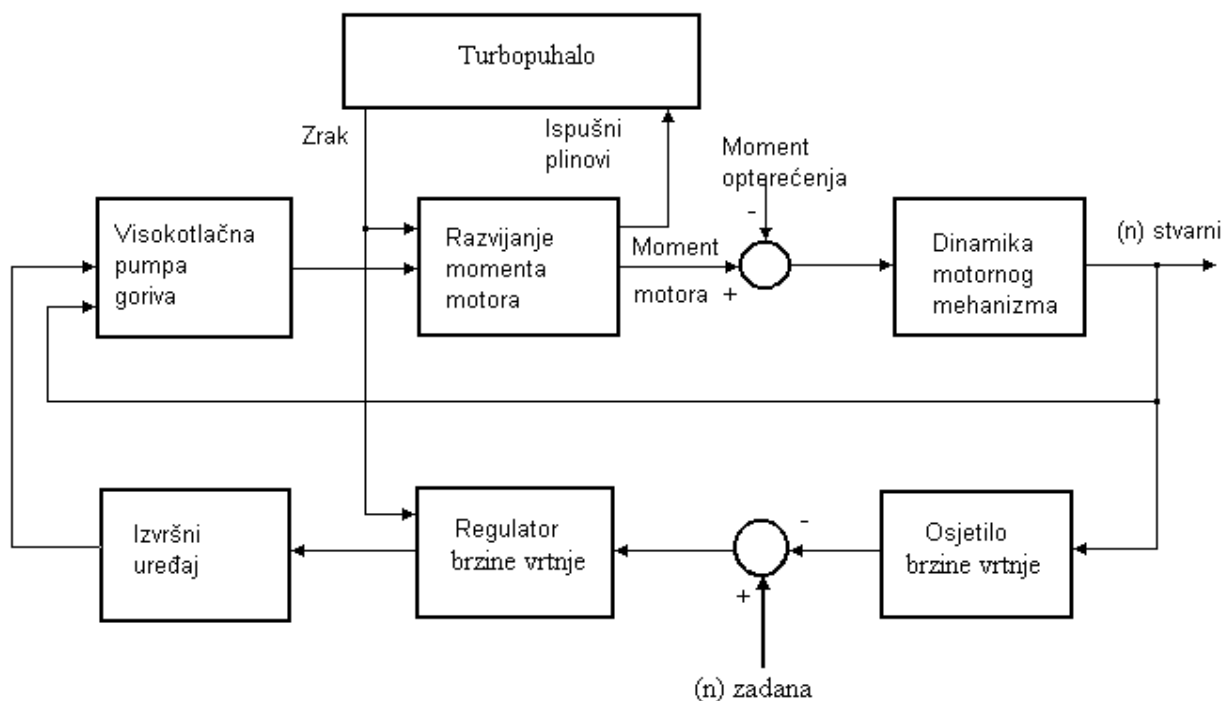
$$\Delta p_{tr,4} = -0,005(T_{ulja} - T_{ulja,o}) \quad (4.123)$$

$$\Delta p_{tr,5} = -0,0055(T_{RV} - T_{RV,o}) \quad (4.124)$$

4.1.6. Sustav regulacije

Pri istraživanju rada motora pri nestacionarnim režimima, a pogotovo pri ispitivanju propulzijskog sustava u otežanim uvjetima rada, potrebno je što preciznije opisati sustav regulacije. Regulirana veličina je brzina vrtnje koja se uspostavlja ili zadržava na željenoj veličini, putem dobave goriva u cilindar, a bez obzira na opterećenje. Regulator prati promjenu brzine vrtnje motora i utječe na pomak poluge goriva, što rezultira promjenom količine dobave goriva. Rastuća brzina vrtnje u odnosu na zadanu uzrokuje smanjenje količine goriva, a opadajuća povećava. Regulator porivnog dizelskog motora treba omogućiti i promjenu nazivnog stanja brzine vrtnje, čime se u biti mijenja brzina broda. Shema regulacije brzine vrtnje dizelskog motora prikazana je na Sl. 4.21.

U praksi je opći trend digitalna realizacija upravljanja. Drugim riječima, fizikalni regulator realizira se u obliku digitalnog računala, s odgovarajućim analogno-digitalnim i digitalno-analognim pretvaračima. Taj trend je omogućio ne samo intenzivniji razvoj suvremenih sustava automatskog upravljanja nego i uspješnu praktičnu primjenu digitalnih regulatora za regulaciju brzine vrtnje brodskih motora, pored već isprobanih i može se reći tradicionalnih analognih regulatora (centrifugalni regulator).



Sl. 4.21 Strukturna shema regulacije brzine vrtnje dizelskog motora

4.1.6.1. Algoritam regulatora

Za sustave regulacije brzine vrtnje i opterećenja brodskog propulzijskog motora najčešće se primjenjuju regulatori PI ili PID djelovanja. Takvi regulatori objedinjuju svojstva pojedinih regulacijskih djelovanja (P – proporcionalno, I – integracijsko i D – derivacijsko). Mogu se izvesti u analognoj tehnici, kao kombinacija: mehaničkih, hidrauličkih, pneumatskih ili električnih sklopova, pri čemu rade s kontinuiranim veličinama. U modernim sustavima upravljanja umjesto analognih, primjenjuju se digitalni PID regulatori koji su realizirani računalnim aplikacijama ili od elektroničkih sklopova. Najčešće su izvedbe PID regulatora kao samostalnih mikroprocesorskih uređaja ili pak kao standardni moduli u programibilnim logičkim kontrolerima i procesnim računalima.

Na Sl. 4.22 prikazana je strukturalna blok-shema inkrementalnog *brzinskog* PID regulatora s dva stupnja slobode podešavanja parametara. Takva struktura najbolje zadovoljava potrebe regulacijskog sustava modela brodskog propulzijskog motora. Ovakav regulator na svojem izlazu daje inkrementalne promjene, odnosno brzinu upravljačkog signala, a što je povoljnije za procese integracijskog karaktera ili ako je izvršni element integracijskog djelovanja³. Najčešći izvršni element je električni servo-motor. Izvodi se kao trofazni izmjenični motor, kojem se namotaj pobude spaja na izvor izmjenične struje konstantnog napona, a na namotaj upravljanja dovodi se signal upravljanja iz sustava za pozicioniranje poluge goriva. U namotajima statora stvara se magnetsko polje koje okreće rotor i stvara izlazni zakretni moment na osovini motora. Od proizvođača regulatora nije moguće dobiti točan algoritam, jer

³ Npr. poluga goriva s elektromotornim pogonom.

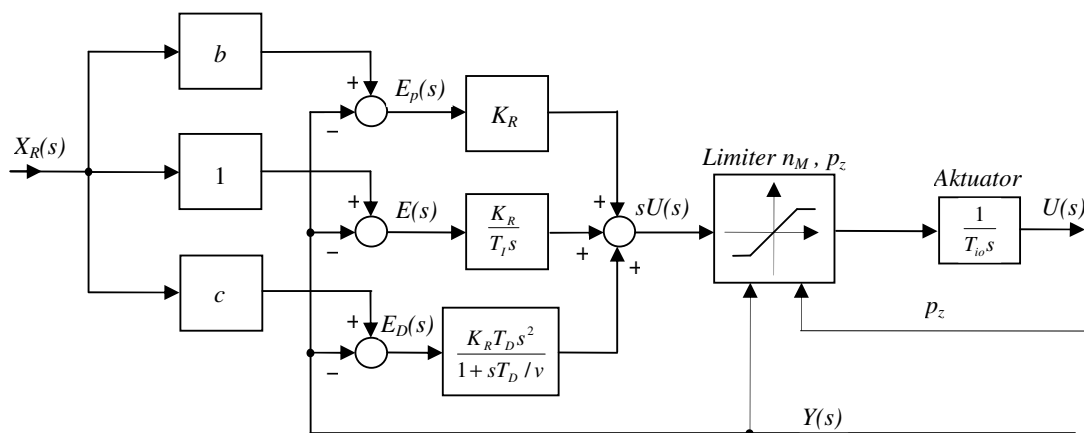
predstavlja poslovnu tajnu, pa je potrebno projektirati model s velikim mogućnostima, kako bi se što lakše podešavanjem parametara dobile značajke što bliže stvarno izmjenjenima na motoru u cijelom radnom području. Izlazni signal odabranog djelovanja regulatora formira se prema jednadžbi (4.124).

$$U(s) = K_R [bX_R(s) - Y(s)] + \frac{K_R}{T_I s} [X_R(s) - Y(s)] + \frac{K_R T_D s^2}{1 + \frac{T_D}{v} s} [cX_R(s) - y(s)] \quad (4.125)$$

Gdje je:

- $U(s)$ - upravljačka veličina,
- K_R - koeficijent proporcionalnog djelovanja,
- X_R - referentna veličina,
- $Y(s)$ - regulirana veličina iza procesa,
- T_I - integralna vremenska konstanta,
- T_D - derivacijska vremenska konstanta,
- v - skalar tipične vrijednosti od 5 do 20,
- s - Laplaceov operator.

Podešavanje parametara odvija se u dva stupnja, parametri K_R, T_I, T_D podešavaju se za kompenzaciju poremećaja, a parametri b ($0 \leq b \leq 1$) i c ($0 \leq c \leq 1$) za postizanje željenog odziva obzirom na referentnu veličinu.



Sl. 4.22 Blok-shema PID regulatora s dva stupnja podešavanja parametara

Usklađivanje djelovanja podrazumijeva optimiranje pojedinih komponenti kao sastavnog dijela sinteze regulacijskog kruga. Analizom računalnih simulacijskih modela i primjenom heurističke metode moguće je relativno brzo iznaći optimalno djelovanje. Do pojave računalnih digitalnih regulatora upotrebljavala se iskustveno - iterativna metoda, s velikim brojem pokušaja za dobivanje optimalnog djelovanja. Sam regulator u biti je računalo koje može izvoditi na tisuće složenih algoritama, arhivirati podatke mjerenja, imati kompletan sustav nadzora i zaštite. Namještanje P, I i D - djelovanja obavlja se programski. Ovakvi regulatori su fleksibilni u najvećoj mogućoj mjeri. Pomoću njih moguće je obavljati složene PID - algoritme, arhivirati podatke, služiti se memorijom kao izvorom podataka za ispravljanje nelinearnosti na mjestima nastanka nelinearnosti, komunicirati s "pametnim" sensorima preko digitalne veze. Oni mogu biti kontrolirani s velikih udaljenosti i mogu

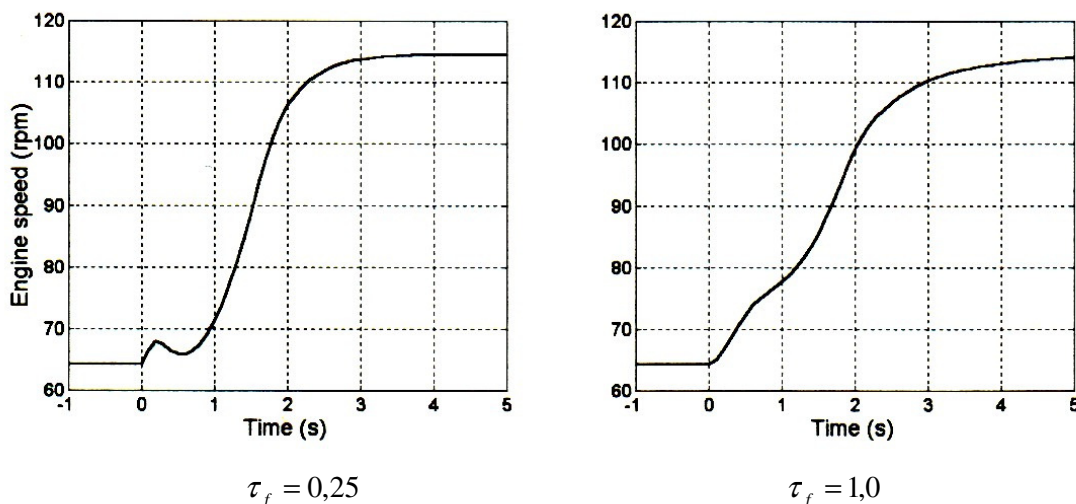
mijenjati parametre regulatora programski. To programsko mijenjanje parametara osobito je korisno kod različitih režima rada motora. Namještanjem PID – komponentata, posebno za vrijeme upućivanje ili manevriranja, rad pri 1/4, 1/2, 3/4 i 1/1 snage motora, moguće je prijelazna stanja maksimalno skratiti i osigurati stabilan rad motora i pri niskoj brzini vrtnje.

4.1.6.2. Funkcije za poboljšanje izlaznog signala iz regulatora

U model regulatora brzine vrtnje propulzijskog dizelskog motora treba ugraditi elemente za smanjenje mjernog šuma, koji nastaje zbog brzih promjena opterećenja. Brze promjene opterećenja su neizbježne i nastaju uslijed brojnih razloga, npr. vibracije osovinskog voda (rezonancija), pulsirajućih pojava na sustavu turbopuhala, termostrukturano naprezanje dijelova sustava itd. Za smanjenje mjernog šuma u digitalnim sustavima regulacije, uvode se filtri prvog reda prema jednadžbi (4.126) ili se uvodi zona neosjetljivosti prema jednadžbi (4.127).

$$G_{fpr} = \frac{1}{1 + \tau_{fpr} \cdot s} \quad (4.126)$$

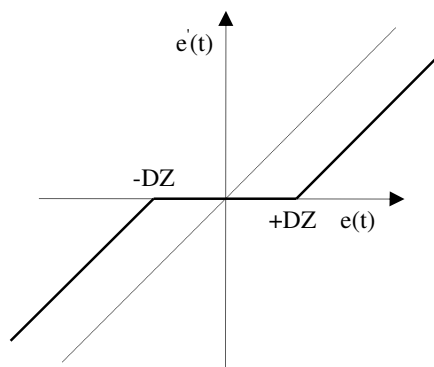
Primjer smanjenja negativnog utjecaja šuma na brzinu vrtnje, primjenom filtra prvog reda, u povratnoj vezi regulatora, dobiven simulacijskim modelom brodskog propulzijskog motora, prema radu Xiros [59] prikazan je na Sl. 4.23.



Sl. 4.23 Utjecaj filtra prvog reda u sustavu regulacije brzine vrtnje motora

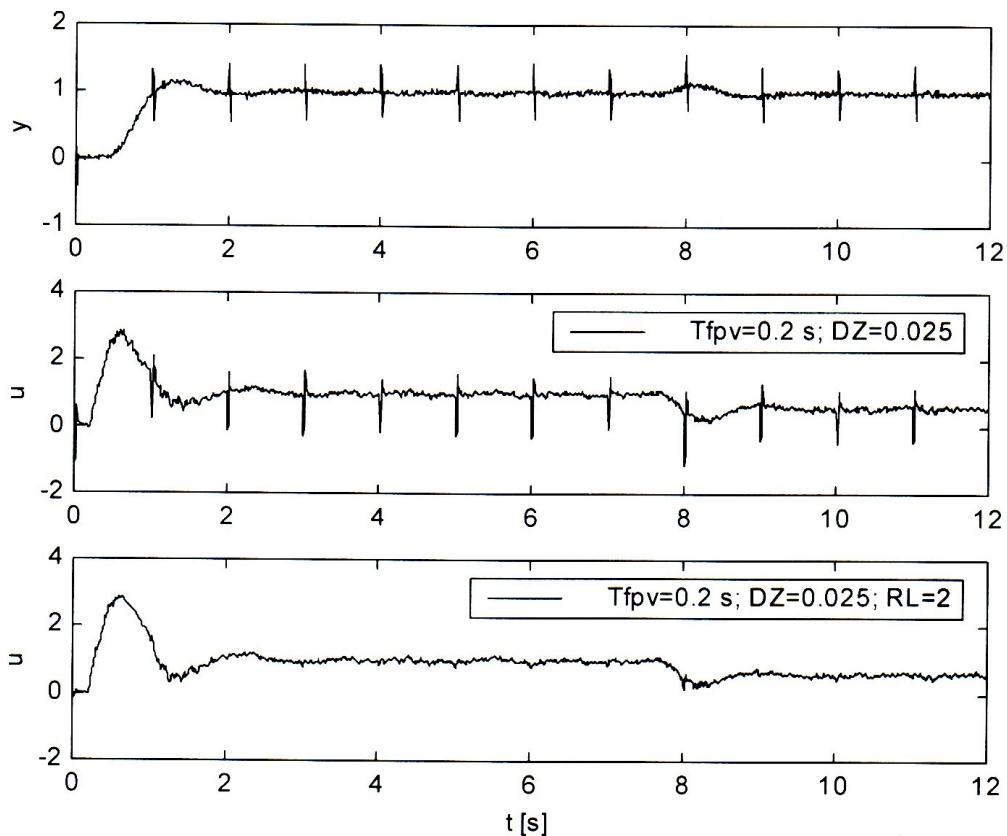
$$e'(t) = \begin{cases} e(t) + DZ & \text{za } e(t) < -DZ \\ 0 & \text{za } -DZ \leq e(t) \leq +DZ \\ e(t) - DZ & \text{za } e(t) > +DZ \end{cases} \quad (4.127)$$

Širina zone neosjetljivosti DZ prilagođava se prema razini mjernog šuma, a uvodi se u signal regulacijskog odstupanja $e(t)$. Djelovanje zone neosjetljivosti prikazano je na Sl. 4.24. Signal iz zone neosjetljivosti uvodi se u regulator. Kada je regulacijsko odstupanje unutar zone osjetljivosti, regulator je neaktivan, te se upravljački signal ne mijenja.



Sl. 4.24 Izvedba zone neosjetljivosti

Impulsne smetnje u mjernom signalu mogu značajno narušiti vladanje sustava upravljanja. Najčešći izvori smetnji su statički energetske pretvarači, koji se koriste i kao izvršni elementi u regulacijskim krugovima. Impulsni šum nastaje zbog uklapanja i isklapanja sklopki u statičkim pretvaračima. U takvim slučajevima filtriranje signala povratne veze može smanjiti razinu impulsnih smetnji, ali obično nedovoljno. Takav primjer je prikazan na Sl. 4.25.



Sl. 4.25 Upravljački signal s otklanjanjem impulsnih smetnji primjenom filtriranja signala i ograničenja brzine promjene signala u povratnoj vezi.

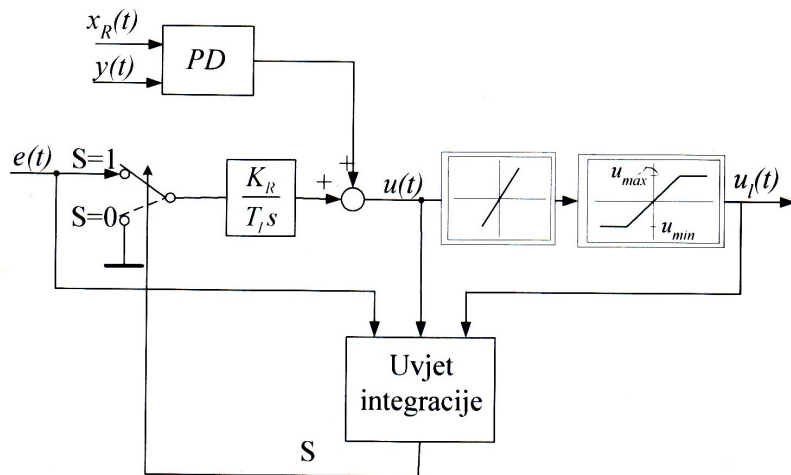
Smanjenje utjecaja impulsnih smetnji moguće je postići ugradnjom sklopa za ograničenje brzine promjene signala u povratnu vezu. Matematički model takvog sklopa za ograničavanje brzine promjene signala prikazan je izrazom (4.128).

$$\frac{dx}{dt} = \begin{cases} \left(\frac{dx}{dt}\right)_{\max} & \text{za } \frac{dx}{dt} > \left(\frac{dx}{dt}\right)_{\max} \\ \frac{dx}{dt} & \text{za } \left(\frac{dx}{dt}\right)_{\min} \leq \frac{dx}{dt} \leq \left(\frac{dx}{dt}\right)_{\max} \\ \left(\frac{dx}{dt}\right)_{\min} & \text{za } \frac{dx}{dt} < \left(\frac{dx}{dt}\right)_{\min} \end{cases} \quad (4.128)$$

Na Sl. 4.25 prikazan je signal na kojem je potpuno uklonjen utjecaj smetnji, primjenom ograničenja brzine promjene signala u povratnoj vezi ($RL = \left(\frac{dx}{dt}\right)_{\max} = -\left(\frac{dx}{dt}\right)_{\min} = 2$).

4.1.6.3. Sprječavanje efekta namatanja (windup) izlaznog signala PID regulatora

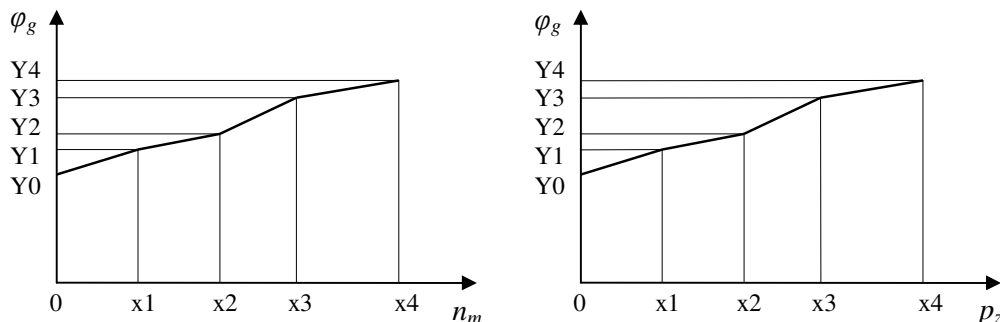
Integrirajući član regulatora je perzistentan, jer stalno integrira ulazni signal. Ako izvršni element ima ograničenja npr. maksimalna dobava obzirom na brzinu vrtnje ili tlak zraka za ispiranje, tada bi integrator trebao stati s integriranjem signala ukoliko je izvršni element dosegao granicu. Ako integrator ne stane tada će vrijednost na izlazu i dalje rasti *windup*, dok će motor dobivati konstantnu količinu goriva koja je definirana ograničenjima. Kada dođe do promjene zahtjeva za smanjenjem goriva, tada bi odziv kasnio sve dok se integrator isprazni i vrati na nazivnu razinu te pokrene izvršni element u pravom smjeru. Postoji čitav niz postupaka kojima je moguće otkloniti pojave namatanja. U modelu prikazanom u ovom radu koristi se metoda uvjetne integracije odnosno algoritam koji postavlja i zadržava ulaz integratora na nulu sve dok je izlaz izvršnog elementa regulatora na granici, a ulazni i izlazni signal istog predznaka. Na Sl. 4.26 prikazana je shema PID regulatora uz uvjet prema izrazu (4.129).



Sl. 4.26 Sustav protiv namatanja uvjetnim integriranjem [60]

$$S=0 \text{ za } (u(t) > u_l \& e(t) > 0) \text{ ili } (u(t) < u_l \& e(t) < 0), \text{ inače } S=1 \quad (4.129)$$

U regulator je potrebno ugraditi i elemente ograničavanja upravljačke veličine. Na regulatoru brodskog propulzijskog motora definirana su ograničenja pomaka poluge goriva φ_g , ovisno o brzini vrtnje n_m i tlaku ispirnog zraka p_z . Od proizvođača motora podatke za takva ograničenja je moguće dobiti u obliku diskretnih parametara prema Sl. 4.27.

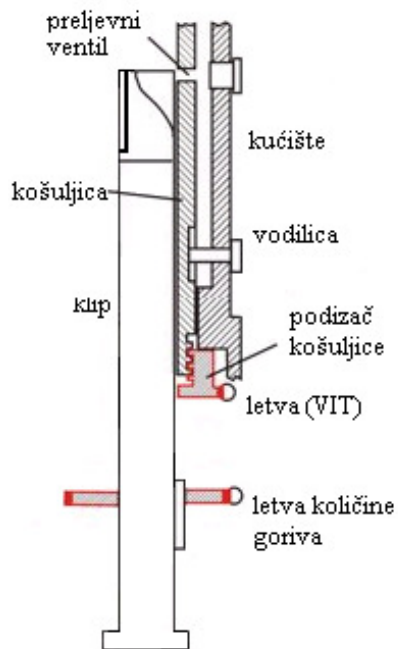


Sl. 4.27 Ograničenja indeksa goriva φ_g , ovisno o brzini vrtnje n_m i tlaku ispirnog zraka p_z

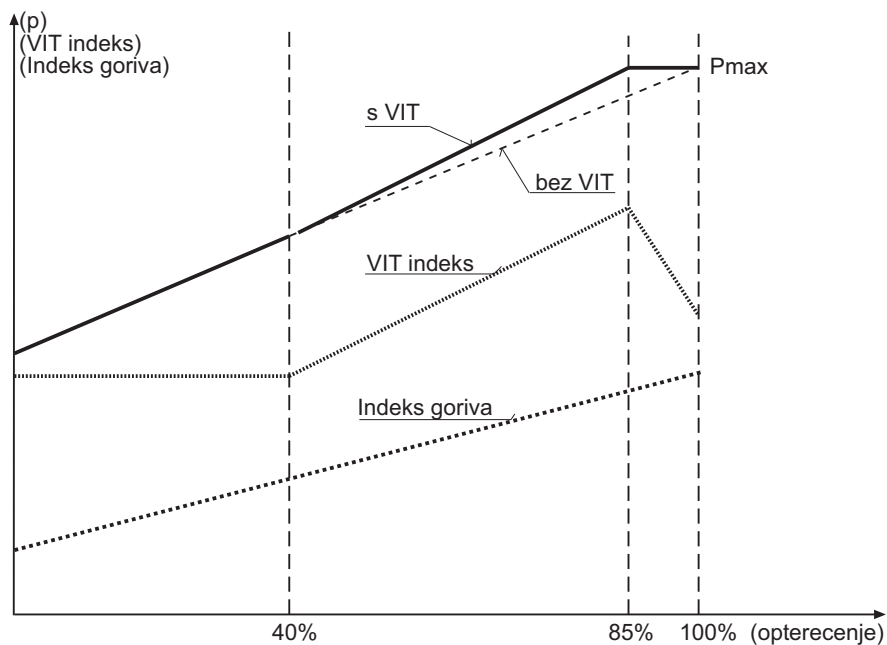
4.1.7. Pumpa goriva

Kod sporohodnih brodskih motora gorivo se ubrizgava u cilindar pod visokim tlakom (600 – 1600 bar), što ovisi o tipu motora. Na motoru koji se obrađuje u ovom radu ugrađuje se klipna visokotlačna pumpa sa spiralno izvedenim rubom, kod koje se količina goriva, odnosno trenutak prekidanja dobave određuje zakretanjem klipa. Zakretanjem klipa upravlja regulator preko poluge goriva. Ukrcaj pogonskog goriva na brodovima *bunker* obavlja se na različitim mjestima, pa je i kvaliteta goriva različita. Kako bi se poboljšao proces izgaranja i prilagodio različitim kvalitetama goriva, dodan je sustav koji omogućava promjenu trenutka početka ubrizgavanja *VIT*. Visokotlačna pumpa s takvim sustavom, koja se primjenjuje na MAN B&W sporohodnim motorima prikazana je na Sl. 4.28.

Trenutak početka ubrizgavanja određuje regulator pomicanjem poluge *VIT* sustava, čime se pomiče kućište pumpe na kojem je preljevni ventil. Prema poziciji preljevnog ventila određuje se početak dobave. Dobava će započeti nakon što klip pumpe zatvori preljevni ventil. Prema izvještajima proizvođača primjenom *VIT* sustava smanjuje se potrošnja goriva, za 5,5 do 6,5 g/(kW·h) pri 90 % opterećenja od maksimalnog trajnog opterećenja. Omogućavanjem ranijeg početka ubrizgavanja maksimalni tlak izgaranja postiže se kod 85 % maksimalnog trajnog opterećenja. Sustav se podešava tako da je signal *VIT* sustava nula pri opterećenju manjem od 40 %, kako bi se izbjegle česte promjene prilikom manevriranja. Nakon 85 % opterećenja sustav postavlja kasnije ubrizgavanje, kako bi se održavao konstantan tlak izgaranja sve do 100 % maksimalnog trajnog opterećenja. Djelovanje ovakvog sustava prikazano je na Sl. 4.29.

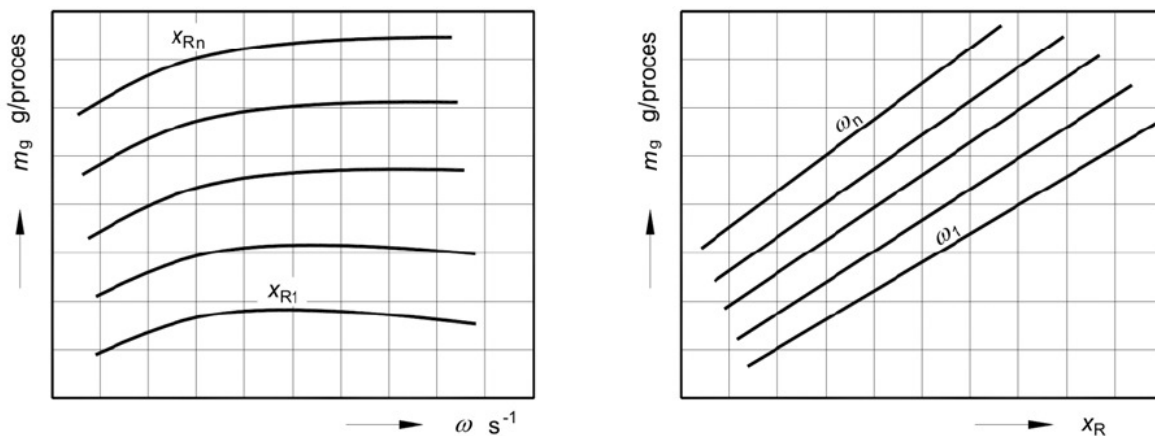


Sl. 4.28 Visokotlačna pumpa s VIT sustavom MAN B&W sporohodnih motora [61]



Sl. 4.29 Djelovanje visokotlačne pumpe goriva s VIT funkcijom [61]

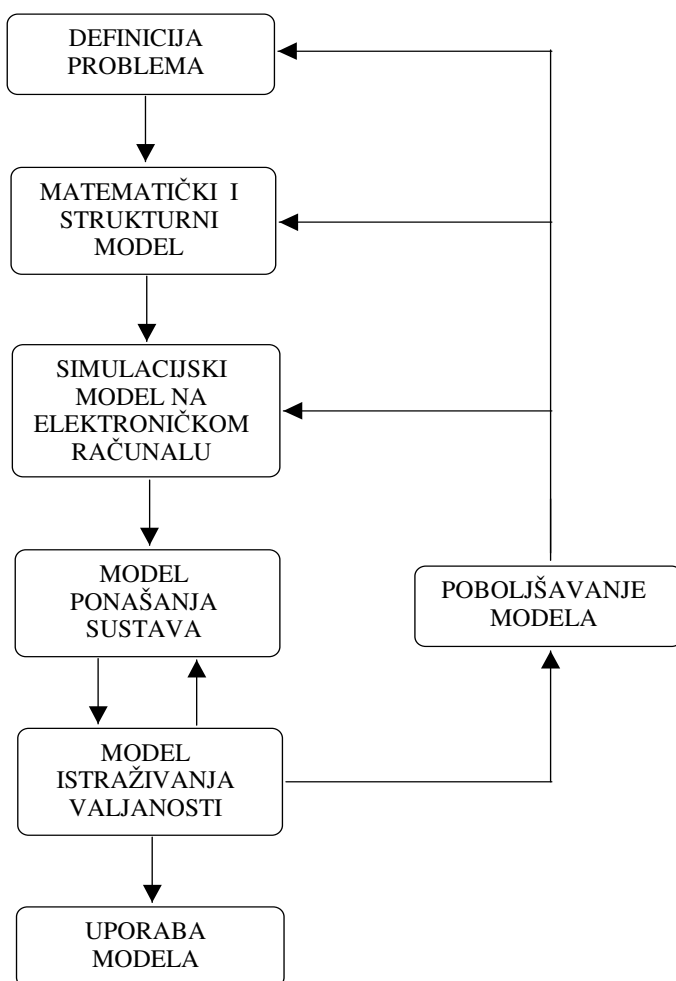
Količina goriva koja se ubrizgava u cilindar ovisi o položaju ručice za dobavu goriva i brzini vrtnje motora. Polje značajki pumpe goriva prikazano je na Sl. 4.30, takve značajke dobivaju se ispitivanjem visokotlačnih pumpi na ispitnom stolu.



Sl. 4.30 Općenite značajke visokotlačne pumpe goriva

4.2. Računalno-simulacijski model brodskog propulzijskog sustava sa sporohodnim motorom

Za istraživanje rada brodskog propulzijskog sustava sa sporohodnim motorom u otežanim uvjetima rada primjenjuje se metoda simuliranja dinamičkih procesa, koji se odnose na sustav i uvjete kojima je izložen. Ovakva metoda eksperimentalnog istraživanja temelji se na matematičkom modelu istraživanog sustava opisanog u poglavlju (4.1.). Na osnovu matematičkog modela primjenom računala i numeričkih postupaka analize izrađuje se računalno-simulacijski model. U tom smislu je potrebno numerički postupak pretvoriti u računalni alat za inženjersku analizu, a odgovarajuća računalna aplikacija, koja na formalizirani način kodira sve korake pripadnog algoritma, pretvara računalo u specijalizirano pomagalo za eksperimentalna istraživanja. Proces izrade simulacijskog modela prikazan je na Sl. 4.31.



Sl. 4.31 Proces izrade simulacijskog modela

Za izradu računalno-simulacijskog modela u ovom radu korištena je računalna aplikacija MATLAB 7.0 – SIMULINK. Matlab je interaktivni razvojni alat za numeričke i inženjerske primjene, temeljen na matričnim operacijama, te obuhvaća biblioteku funkcija i programske skripte za niz numeričkih metoda, dvodimenzionalnu i trodimenzionalnu grafiku, te vlastiti skriptni programski jezik. Matlab sa svojim dodacima *toolbox* za specifične namjene uključuje veliki broj funkcija i različitih objekata. Matlab podržava i objektno programiranje. Osnovni tip podataka je matrica. Izrada računalnih aplikacija u Matlab-u uključuje i standardne osnovne elemente računalnih aplikacija, koji su po logici i sintaksi dijelom slični onima za jezik C.

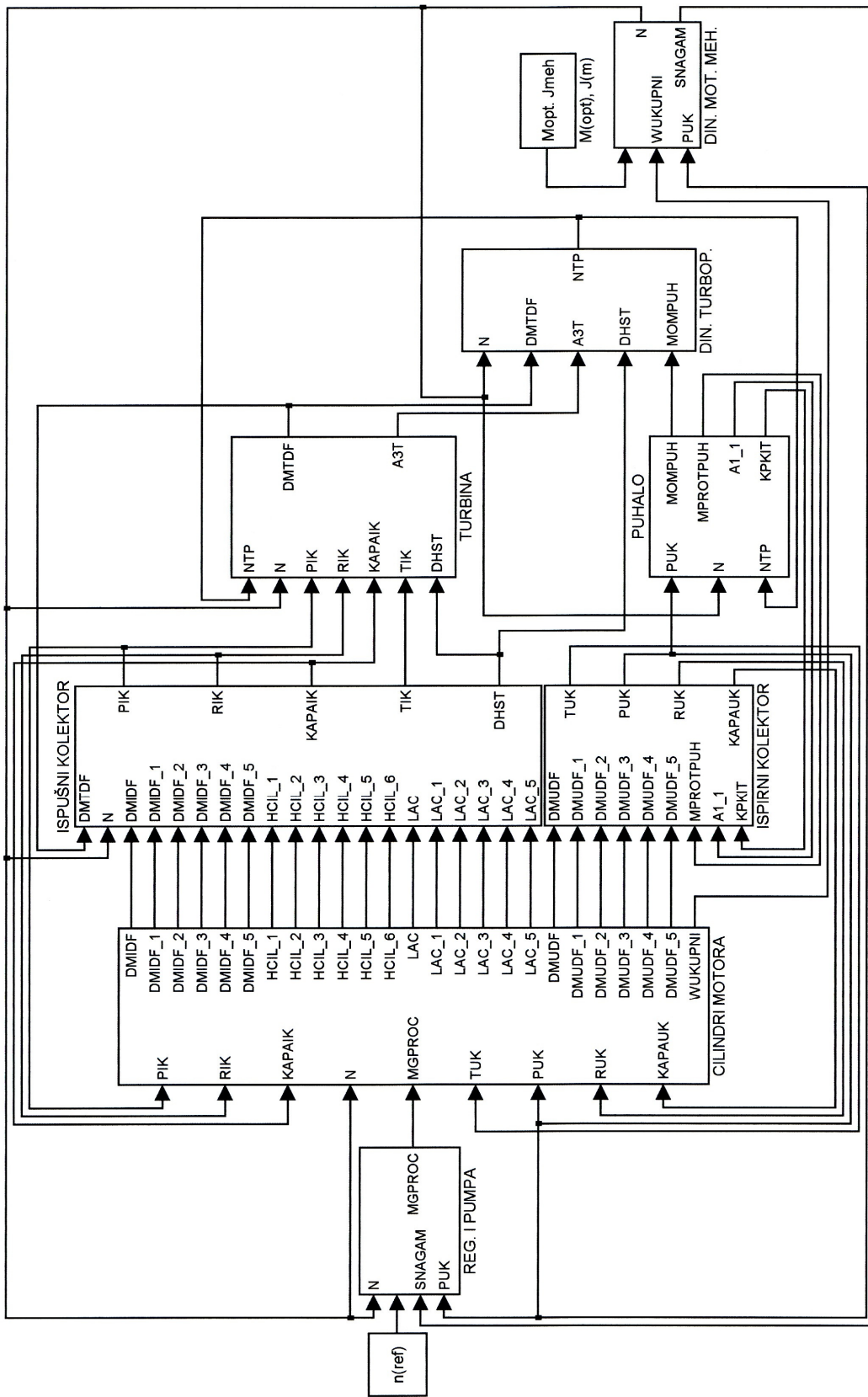
Simulink je računalna aplikacija razvijena u Matlab okružju koja omogućuje modeliranje, simulaciju i analizu raznih dinamičkih sustava. Podržava linearne i nelinearne sustave, modelirane kako u kontinuiranom tako i u diskretnom vremenu. Kod modeliranja, u Simulink-u koristi se grafičko sučelje za crtanje modela u obliku blok-dijagrama. Simulink sadrži bogatu biblioteku generatora ulaznih signala, prikaza izlaznih veličina, linearnih i nelinearnih komponenti sustava te konektora. Ukoliko se ukaže potreba, na jednostavan način je moguće pojedine elemente prikazati u Matlab kodovima i povezivati sa Simulink blokovima. Nakon što je model izrađen, može ga se simulirati pomoću Simulink izbornika ili pomoću komandi direktno iz Matlab-a. Korištenjem osciloskopa ili drugih blokova za prikaz, mogu se pratiti veličine stanja i za vrijeme samog trajanja simulacije.

4.2.1. Opis modela brodskog propulzijskog sustava sa sporohodnim motorom u kodovima računalne aplikacije Matlab-Simulink

Računalno-simulacijski model izrađen je na osnovu matematičkog nultodimenzionalnog modela pojedinih komponenti brodskog propulzijskog sustava, koje su međusobno povezane tokovima za prijenos mase i energije. Model je opisan sustavom nelinearnih diferencijalnih jednačini, koje su dopunjene empirijskim i korelacijskim jednačinama kojima se opisuju komponente sustava, rubni uvjeti, te značajke pojedinih veza. Pomoću vremena simulacije definirana je promjena kuta koljena i realno vrijeme, pa se sve računate promjene stanja mogu pratiti po kutu i vremenu. Na Sl. 4.32 prikazana je blok-shema izrađenog modela brodskog propulzijskog sustava izvedena u Matlab-Simulink računalnoj aplikaciji. Model je sastavljen od osam osnovnih elemenata koji su međusobno povezani. Kako bi se olakšalo prilagođavanje modela različitim izvedbama propulzijskih sustava sa sporohodnim dizelskim motorom kao pogonskim strojem, elementi modela su sastavljeni od modula koji su međusobno povezani vezama u jedinstvenu cjelinu.

Osnovni elementi su: *regulator i pumpa goriva, cilindri motora, kolektor ispušnih plinova, kolektor zraka za ispiranje i prednabijanje cilindra, turbina, puhalo, dinamika turbopuhala i dinamika motornog mehanizma.*

U cilindar motora za vrijeme procesa ubrizgavanja goriva, dobavlja se gorivo pomoću visokotlačne pumpe. Regulator određuje zakon ubrizgavanja, odnosno regulira završetak dobave, a VIT sustav kojim također upravlja regulator definira početak dobave. Ulazne veličine u element *regulatora i pumpe* goriva su brzina vrtnje motora, zadana *referentna* brzina vrtnje, snaga motora i tlak u kolektoru zraka za ispiranje cilindra. Funkcija regulatora opisana je u poglavlju (4.1.6.), a uključuje i ograničenje poluge goriva obzirom na tlak ispirog zraka, opterećenje i brzinu vrtnje. U element *cilindri motora* osim mase goriva po procesu dovode se i veličine stanja ispušnog i ispirog kolektora, te brzine vrtnje motora.



Sl. 4.32 Blok-shema modela brodskog propulzijskog sustava izvedena u MATLAB-SIMULINK računalnoj aplikaciji

Element *cilindri motora* sadrži module svakog pojedinog cilindra. U modulu svakog cilindra računaju se za svaki korak simulacije veličine stanja: temperatura, volumen, tlak, pretičak zraka, masa goriva koja izgara u cilindru, toplina koja se oslobađa izgaranjem, toplina koja se predaje stijenkama, masa plinova koja ulazi i izlazi iz cilindra za vrijeme ispuha i ispiranja, tijek izgaranja i rad. Rad u cilindru motora računa se integriranjem jednadžbe $p \cdot dV$ za jedan okret motora. Kako bi se promjena rada motora za vrijeme prijelaznih režima brže manifestirala, proces je podijeljen u šest dijelova, pa se računa prosječna vrijednost rada za svakih šezdeset stupanja zakreta koljena, što se pokazalo dovoljnim zbog velikih inercijskih masa motora i tereta (*model je isproban i za svakih 30 stupanja*). Promjena mase i entalpije ispušnih plinova, te pretičak zraka u ispušnim plinovima su izlazne veličine iz modula cilindra, a potrebne za element *ispušnog kolektora*. Mase koje ulaze u cilindre utječu na promjene stanja u kolektoru zraka za ispiranje cilindra. U element ispušni kolektor dovodi se i veličina masenog protoka na turbini, kako bi se računale veličine stanja tlaka, temperature, plinske konstante, eksponenta adijabate, i promjene entalpije ispušnih plinova. Na stanje u *ispirnom kolektoru*, pored veličina dobivenih iz cilindra, utječe i maseni protok na puhalu, a za računanje temperature nakon rashladnika zraka potreban je i omjer tlakova odnosno tlak nakon puhalu. Na izlazu iz ispirnog kolektora stanje zraka je opisano temperaturom, tlakom, plinskom konstantom i eksponentom adijabate. Na osnovu veličina stanja u ispušnom kolektoru, te brzine vrtnje motora i turbopuhala u elementu *turbina* računa se moment turbine i maseni protok na turbini. U elementu *puhalo* za svaki korak simulacije računa se moment puhalu, maseni protok na puhalu i omjer tlakova. Ulazne veličine su: tlak u kolektoru zraka za ispiranje, te brzina vrtnje motora i turbopuhala. Brzina vrtnje turbopuhala računa se u elementu *dinamika turbopuhala* na osnovu razlike momenata na turbini i puhalu, te momenta inercije i brzine vrtnje motora. Promjenu brzine motora definira razlika između efektivne snage motora i snage tereta, koja se računa u elementu *dinamika motornog mehanizma*. Efektivna snaga motora i brzina vrtnje su ulazni parametri u regulator dobave goriva, koji je izrađen sa svim elementima stvarnog PID elektroničkog regulatora, te ispitan i potpuno usklađen s realnim.

Simulacijski model omogućuje simuliranje rada brodskih propulzijskih sustava s dvotaktnim sporohodnim motorom i vijčanim propulzorom. Jednostavna je prilagodba modela različitim izvedbama propulzijskih sustava. Simuliranjem modela na računalu s procesorom koji radi s taktom od 1,7 GHz, moguće je postići vrijeme simulacije gotovo jednako realnom vremenu, ali uz uvjet korištenja koraka računanja od 1° zakreta koljenastog vratila, izbora jednostavnijih integracijskih metoda, te pohranjivanja manjeg broja radnih parametara. Za svrhe detaljnih istraživanja, za vrijeme prijelaznih procesa ili dijelova samoga ciklusa u motoru, bira se korak računanja od $0,1^\circ$ zakreta koljenastog vratila i Eulerova metoda integracije. Pri takvom koraku računanja i izboru metode integracije, na navedenom računalu, vrijeme simulacije je 28 puta sporije od realnog vremena. Za početak simulacije može se uzeti bilo koja radna točka za koju se prethodno trebaju dobiti početne vrijednosti iterativnim metodama.

5. PRIMJENA SIMULACIJSKOG MODELA

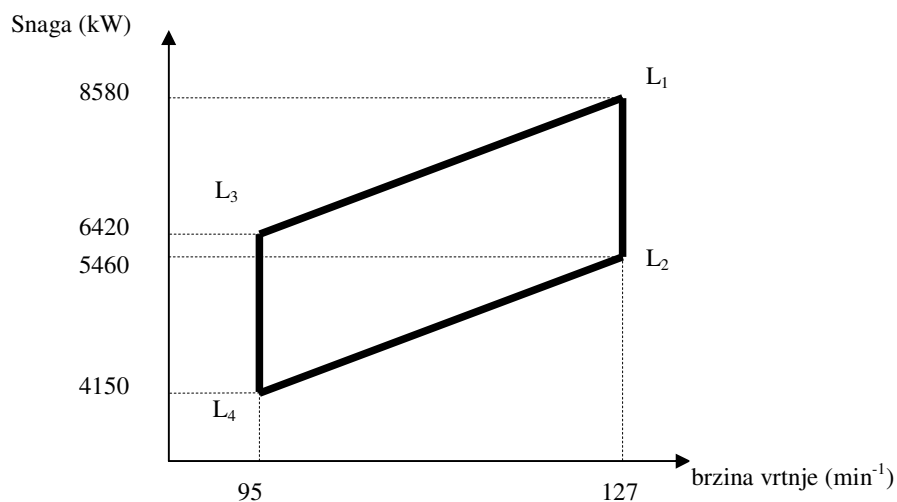
Za primjenu simulacijskog modela odabran je propulzijski sustav na jednom tankeru za prijevoz kemikalija, koji ima sljedeće osnovne konstrukcijske značajke:

- duljina preko svega	82,90 m,
- širina	32,20 m,
- gaz (konstrukcijska vodna linija)	12,00 m,
- maksimalni gaz	17,20 m,
- nosivost	46000 dwt (metrička tona),
- zajamčena brzina	15,5 čv.

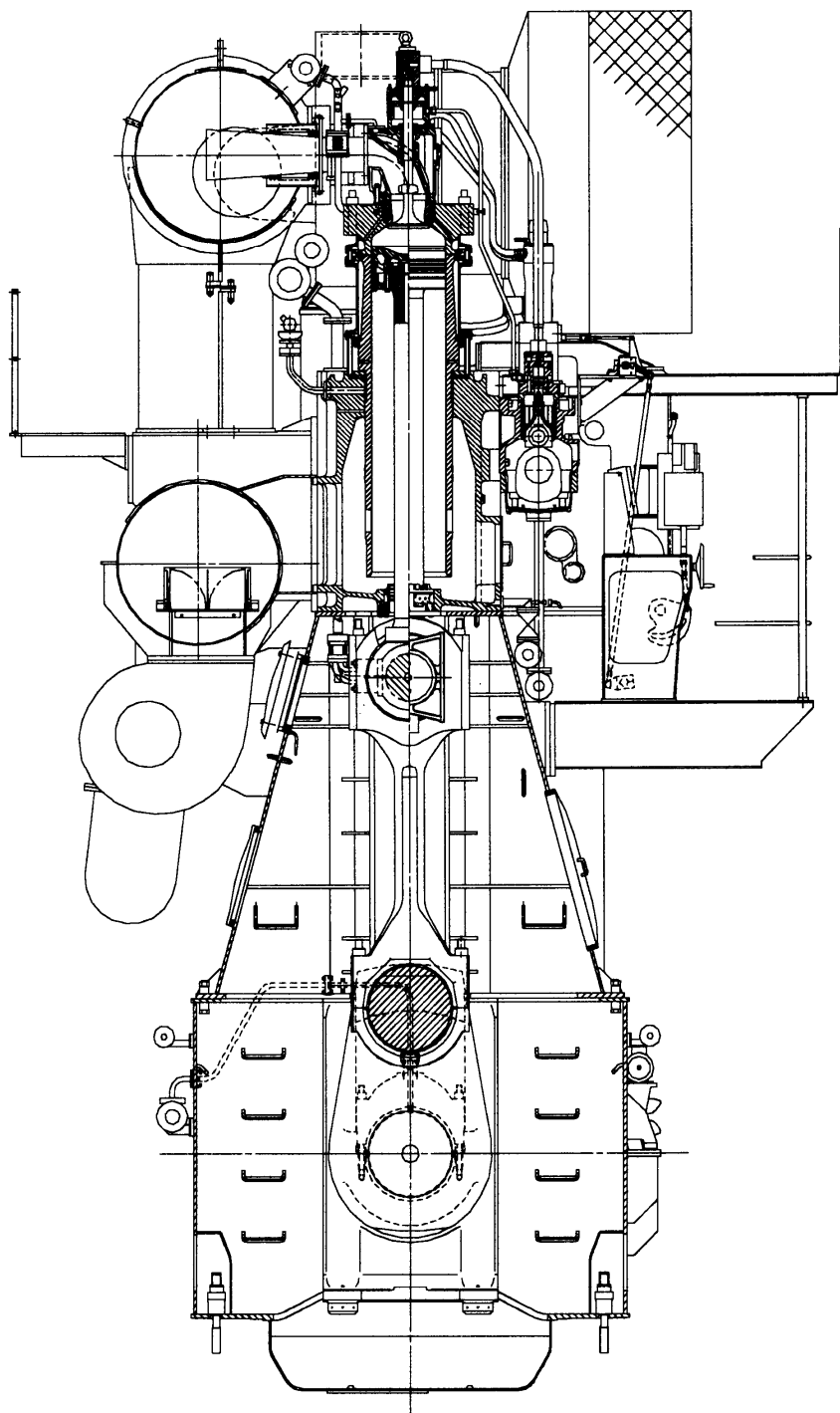
5.1. Osnovne značajke odabranog propulzijskog sustava

Dizelski motorni propulzijski sustav sastoji se od dizelskog motora, koji izravno pogoni brodski vijak sa stalnim usponom. Pogonski stroj je sporohodni dizelski motor prekretnog tipa s prednabijanjem i veoma dugim stapajem. Motor je tipske oznake 6S50MC, izrađen je u tvornici dizelskih motora u Splitu prema licenci MAN B&W.

Proizvođač garantira da motor udovoljava propisima o zaštiti okoliša od onečišćenja, a poglavito prema pravilu *ISO 8178 E2/E3* za dizelske motore namijenjene teškom radu. Proizvođač nudi i rješenja za daljnje smanjenje emisije štetnih plinova. Područje rada motora prema dokumentaciji proizvođača prikazano je na Sl. 5.1. Poprečni presjek motora prikazan je na Sl. 5.2.



Sl. 5.1 Područje rada motora MAN B&W 6S50MC [62]

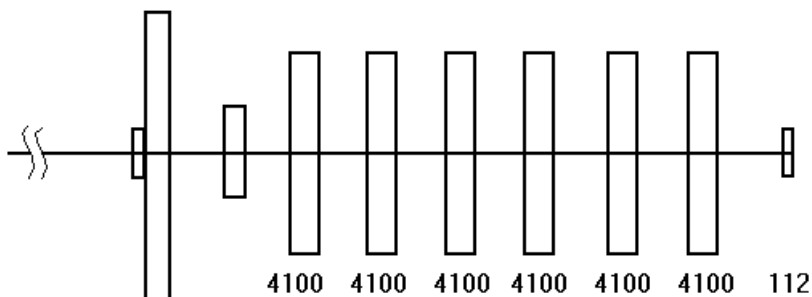


Sl. 5.2 Poprečni presjek dizelskog motora 6S50MC MAN B&W [62]

Osnovni tehnički podaci odabranog motora dobiveni su od proizvođača.

- Proces	2 takti, izravno ubrizgavanje
- Broj cilindara	6 u liniji
- Promjer cilindra	500 mm
- Stapaj	1910 mm
- Redoslijed paljenja	1-5-3-4-2-6
- Maksimalna trajna snaga	8580 kW
- Maksimalna trajna brzina vrtnje	127 min ⁻¹
- Maksimalni srednji efektivni tlak	18 bara
- Maksimalni tlak izgaranja	143 bara
- Specifična potrošnja goriva (s turbopuhalom velike efikasnosti)	171 g/(kW·h), 100 % opterećenja
- Stupanj kompresije (dobiven proračunom)	17,2 (ovisi o podlošci ispod stapaice)
- Omjer polužja	0,436
- Zapremina ispušnog kolektora	6,13 m ²
- Zapremina kolektora ispirnog zraka (ukupna s prostorom rashladnika zraka)	7,179 m ²
- Kut otvaranja ispirnih kanala	40° prije DMT
- Kut zatvaranja ispirnih kanala	40° poslije DMT
- Kut otvaranja ispušnog ventila	61° prije DMT
- Kut zatvaranja ispušnog ventila	80° poslije DMT
- Masa motora	232 000 kg

- Moment inercije motora je u funkciji kuta koljena, a u ovom radu uzima se srednja vrijednost prema Sl. 5.3:

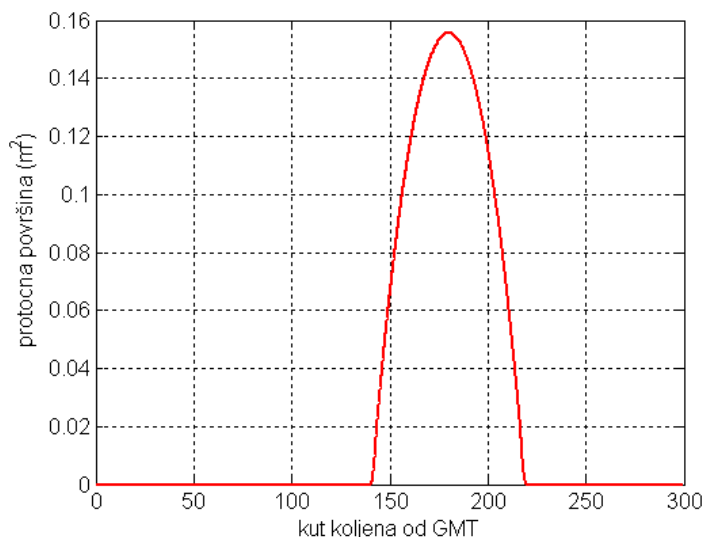


ZAMAŠNJAK	1600	<u>UKUPNO:</u>
KOLJENASTO VRATILO	1571	
MEĐUOSOVINA	129	28467 Kg·m ²
PROTUUTEZI	455	

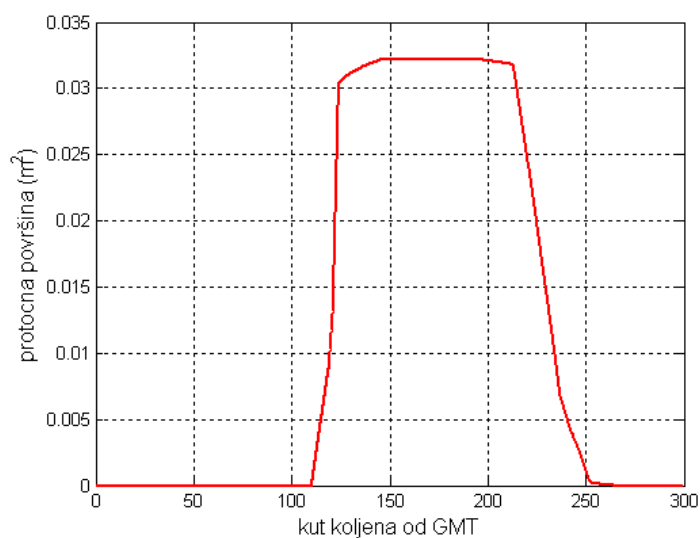
Sl. 5.3 Srednja vrijednost momenta inercije motora 6S50MC [62]

Kućište motora sastavljeno je od temeljne ploče i stalka motora, koji su izrađeni od zavarene konstrukcije. Kućišta temeljnih ležajeva su od čeličnog lijeva. Temeljna ploča nosi čitavu konstrukciju motora i prenosi sile na trup broda. Spoj između temeljne ploče i ostalih dijelova motora ostvaren je preko temeljnih vijaka.

Cilindri motora izrađeni su pojedinačno, te su postavljeni u liniju. Sastoje se od rashladnog plašta i košuljice cilindra, na kojoj se nalaze kanali za prolaz zraka za ispiranje. Protočna površina ispirnih kanala prema kutu koljena i pomaku stapa od gornje mrtve točke prikazana je na Sl. 5.4.



Sl. 5.4 Protočna površina ispirnih kanala prema kutu koljena i pomaku stapa od gornje mrtve točke

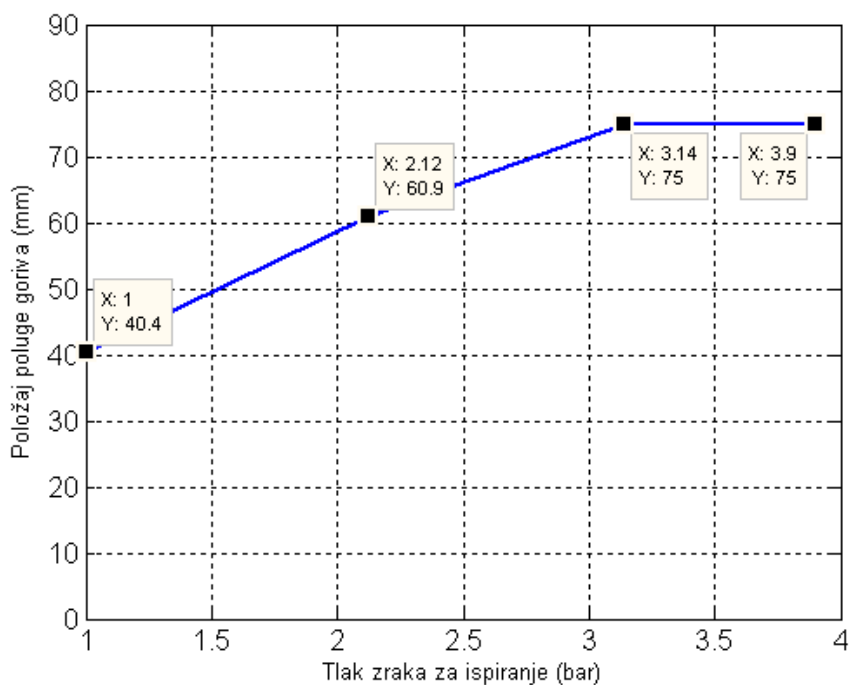


Sl. 5.5 Protočna površina ispušnog ventila prema kutu koljena

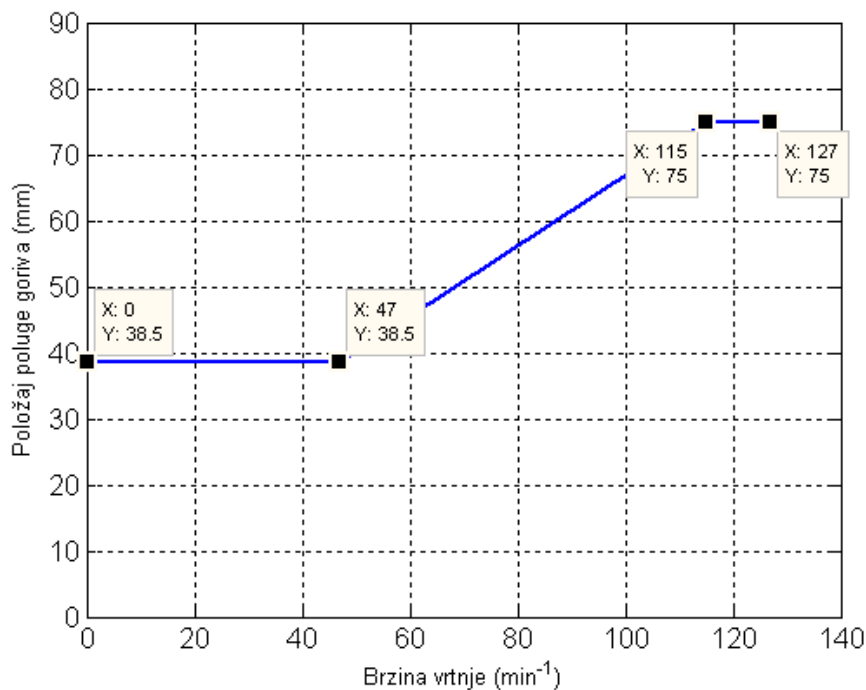
U glavi cilindra nalaze se provrti za rashladni medij, ispušni ventil, rasprskalice goriva, sigurnosni ventil, uputni ventil, te spoj uređaja za indiciranje.

Ispušni ventil je smješten u posebno kućište, što omogućava jednostavnu i brzu izmjenu ventila zajedno s kućištem. Ventil je upravljan pomoću hidrauličko-pneumatskog sustava. Hidraulički sustav se aktivira brijegom na brjegastom vratilu i upravlja otvaranjem ventila, dok se ventil zatvara pomoću stlačenog zraka *zračna opruga*. Efektivna protočna površina kroz ispušni ventil prikazana je na Sl. 5.5.

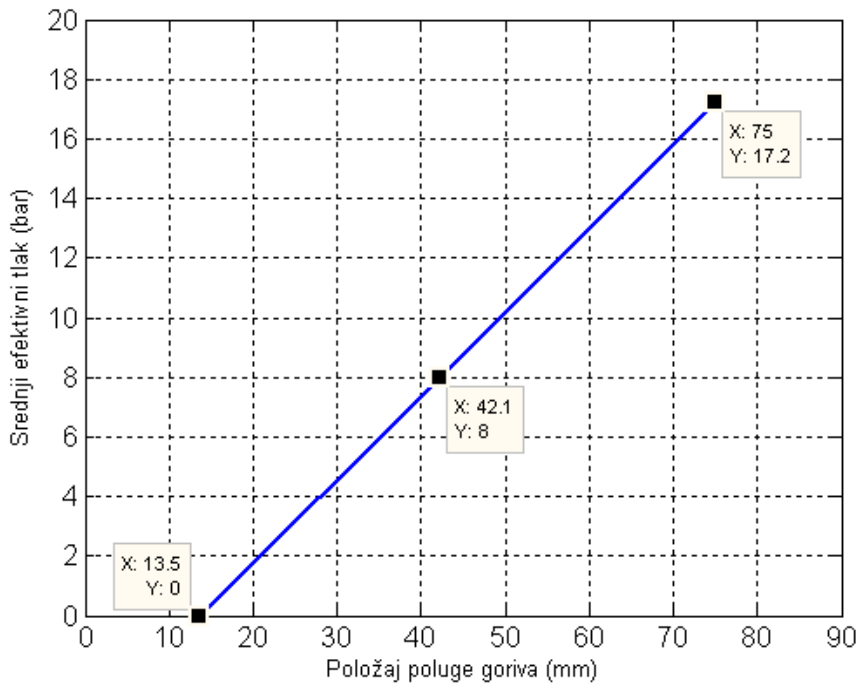
Regulator motora je elektroničko/mehaničkog tipa. Prema razlici signala između zadane brzine vrtnje i mjerene brzine vrtnje, određuje se elektronički signal, na osnovi kojega se, preko mehaničkih veza, definira pomicanje poluzja goriva. Na motoru je ugrađen regulator, tvrtke *SAM Electronics – Lyngso Marine, tip EGD 2200*. Regulatoru je posebno dodan uređaj za ograničenje hoda poluge goriva. Kako bi se spriječili problemi u radu motora s premalom količinom zraka za ispiranje, poluga goriva ograničena je u funkciji tlaka zraka za ispiranje, prema Sl. 5.6. Da ne bi došlo do preopterećenja motora položaj poluge goriva ograničen je prema brzini vrtnje, kako je prikazano na Sl. 5.7. Pored toga na regulatoru je ugrađen i modul *velike brzine* koji smanjuje indeks goriva ukoliko se brzina vrtnje približava postavljenoj granici brzine vrtnje. Modul *zaštite od maksimalne brzine*, potpuno prekida dovod goriva u slučaju prekoračenja postavljene granice. Na Sl. 5.8 prikazani su karakteristični položaji poluge goriva za promatrani motor (početak dobave, start motora i maksimalna trajna snaga).



Sl. 5.6 Ograničenje poluge goriva prema tlaku zraka za ispiranje i prednabijanje cilindara



Sl. 5.7 Ograničenje poluge goriva prema brzini vrtnje motora



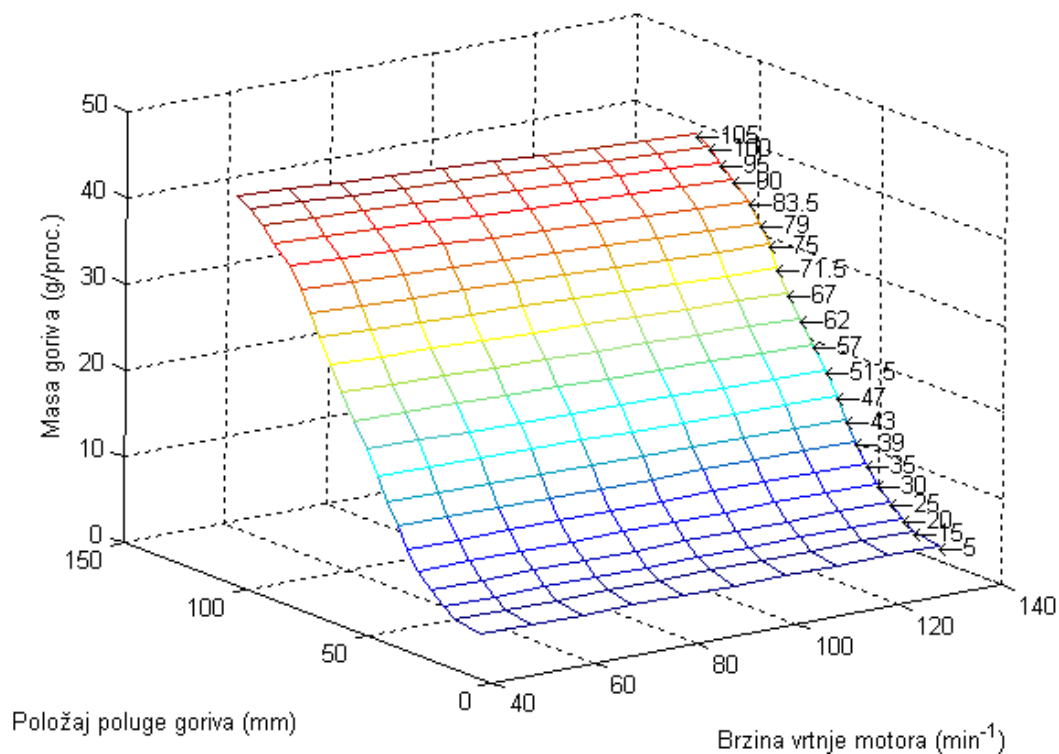
Sl. 5.8 Karakteristični položaji poluge goriva

Pumpa goriva pogonjena je preko brijega na razvodnom vratilu. Količina ubrizganoga goriva regulira se pomicanjem mehanizma kojim upravlja regulator. Za svaki cilindar ugrađena je po jedna pumpa goriva. Kako bi se poboljšao proces izgaranja i prilagodio različitim kvalitetama goriva, na pumpi se može dodati sustav koji omogućava promjenu trenutka ubrizgavanja *VIT*. Prema izvještajima proizvođača primjenom *VIT* sustava smanjuje se potrošnja goriva, za 5,5 do 6,5 g/(kW·h) pri 90 % maksimalnog trajnog opterećenja. Značajke *VIT* sustava opisane su u poglavlju (4.). U Tab. 5.1. prikazane su vrijednosti *VIT* indeksa u odnosu na referentni indeks goriva, za različite radne točke motora.

Tab. 5.1 Vrijednosti *VIT* indeksa za različite radne točke motora

Brzina vrtnje motora (min^{-1})	Opterećenje (% od <i>MCR</i>)	<i>VIT</i> indeks
110,4	75	-0,3
118,5	93,5	-0,5
121,4	100	1
125,2	110	3

Na Sl. 5.9 prikazano je polje značajki pumpe goriva motora MAN B&W 6S50MC. Na dijagramu je prikazana količina goriva koje se ubrizgava po procesu u ovisnosti o položaju poluge goriva i trenutne brzine vrtnje motora. Polje značajki je dobiveno od proizvođača te je provjereno analiziranjem izmjerenih podataka potrošnje goriva za različite brzine vrtnje i položaje poluge goriva, dobivenih za vrijeme rada motora na ispitnom stolu.



Sl. 5.9 Polje značajki pumpe goriva za motor MAN B&W 6S50MC

Na motoru se ugrađuje jedno turbopuhalo od sljedećih proizvođača i tipskih oznaka: *MAN B&W NA57/T9*, *Asea Brown Boveri, Ltd. TPL77-B12*, *TPL77-B11* ili *VTR564D* i *Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. MET 66SE*.

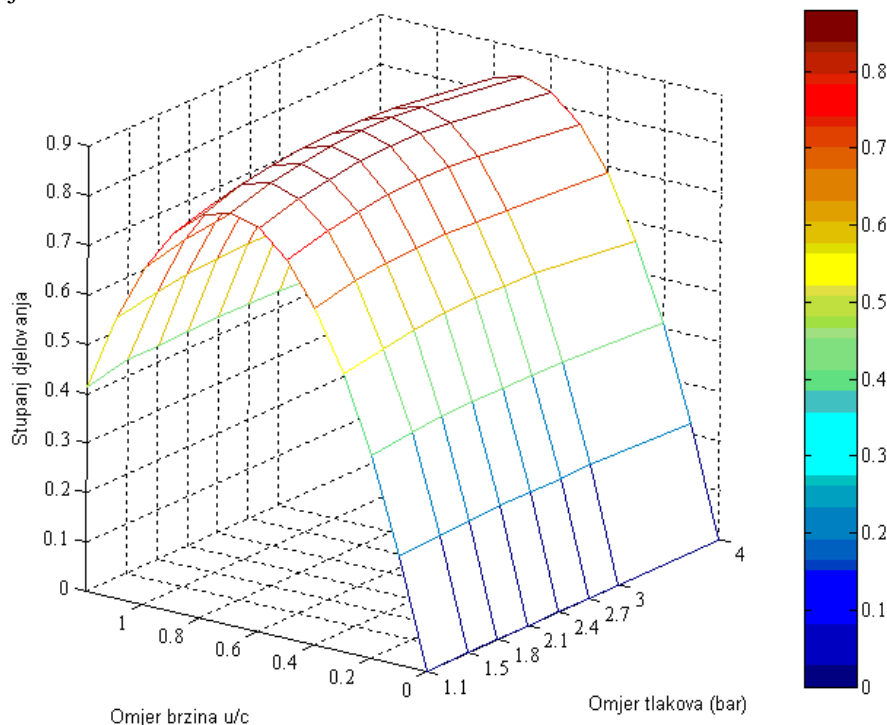
Turbopuhala se sastoje od radijalnog puhala i aksijalne turbine. Zrak iz strojarne preko filtra ulazi u puhalo, prolazi preko rashladnika i kolektora zraka za ispiranje i ulazi u cilindre kroz otvore na košuljici motora. Ispušni plinovi se kroz ispušne ventile i vodove dovode u kolektor ispušnih plinova, gdje se oscilacije tlaka plinova pojedinih cilindara izjednačuju. Ukupna zapremina plinova pri konstantnom tlaku vodi se na turbinu.

Na motoru koji se u ovom radu obrađuje ugrađeno je turbopuhalo oznake *TPL77-B11*. Opremljeno je sa sustavom za pranje kompresora vodom, te sustavom za suho čišćenje i vodeno pranje turbine.

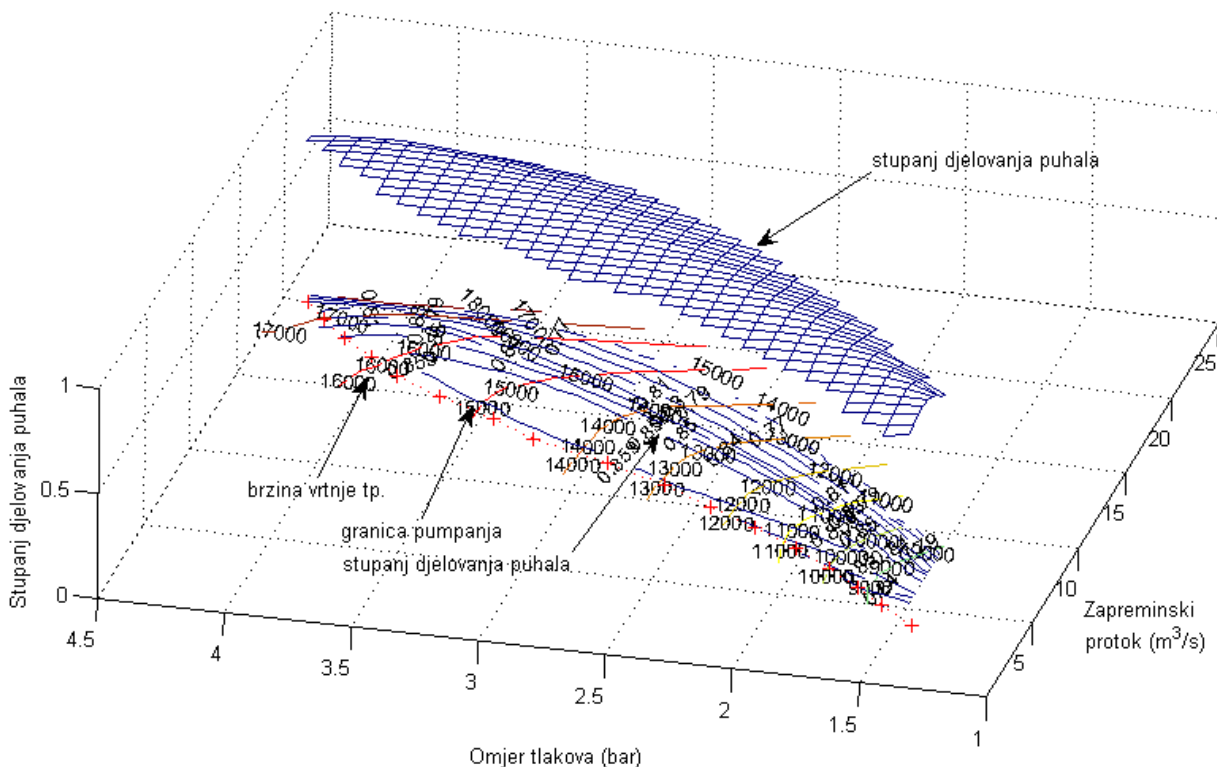
Tehničke značajke turbopuhala su:

- promjer rotora puhala	0,699 m,
- vanjski promjer rotora turbine	0,4889 m,
- protočna referentna površina turbine	0,036263 m ² ,
- maksimalna brzina vrtnje	304 s ⁻¹ ,
- maksimalna radna temperatura turbine	550 °C,
- polarni moment inercije rotora	3 kg·m ² .

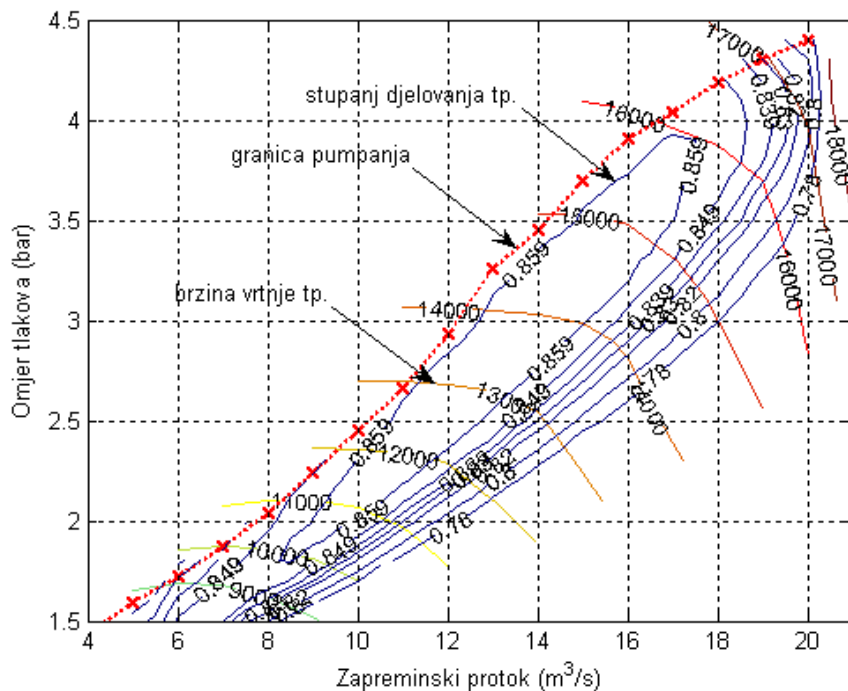
Prema dijagramima radnih značajki turbine i puhala, dobivenih od proizvođača motora i proizvođača turbopuhala, izrađena su polja značajki turbopuhala. Za jedno turbopuhalo na Sl. 5.10 prikazana je značajka izentropskog stupnja djelovanja turbine η_T u odnosu na omjer tlakova π i relativnu brzinu vrtnje u/c . Polje značajki puhala prikazano je na Sl. 5.11, a na Sl. 5.12 prikazano je polje značajki puhala u funkciji omjera tlakova π i zapreminskog protoka, kakvo se uobičajeno koristi kod analize područja rada puhala, te se koristi i kod prezentacije rezultata u ovom radu.



Sl. 5.10 Izentropski stupanj djelovanja aksijalne turbine



Sl. 5.11 Izentropski stupanj djelovanja puhalā η , brzina vrtnje n i granica pumpanja u funkciji omjera tlakova π i zapreminskog protoka \dot{V} .



Sl. 5.12 Izentropski stupanj djelovanja puhalā η , brzina vrtnje n i granica pumpanja u funkciji omjera tlakova π i zapreminskog protoka \dot{V} .

5.1.1. Radne značajke motora 6S50MC

Značajke dizelskog motora dobivaju se mjerenjem. Takva se mjerenja izvode za vrijeme ispitivanja novog motora na ispitnom stolu. U Tab. 5.2 prikazane su izmjerene veličine za odabrani motor u stacionarnim točkama za 25 %, 50 %, 75 %, 93,5 %, 100 % i 110 % opterećenja.

Ispitivanje je izvršeno uz stanje okoline:

- temperatura okoline 30 °C,
- tlak okoline 1005 mbar,
- relativna vlažnost 50 %.

Motor se ispituje na dizelsko gorivo *D-2*, čije su značajke prema izvješću dobavljača:

- gustoća 844,7 kg/m³,
- kinematička viskoznost 3,03 mm²/s,
- udio sumpora 0,45 %,
- donja ogrjevna toplina goriva 42,625 MJ/kg.

Tab. 5.2 Značajke dizelskog motora 6S50MC na ispitnom stolu prilikom primopredaje.

Opterećenje motora (od MCR)	25 %	50 %	75 %	93.5 %	100 %	110 %
Indicirana snaga (kW)	2401	4406	6580	8170	8656	9499
Efektivna snaga (kW)	2142	4099	6160	7667	8182	9014
Brzina vrtnje (min ⁻¹)	76,5	96	110,4	118,5	121,4	125,2
Indeks regulatora	44,3	55,4	68,1	77,3	79,2	85,8
Tlak kompresije (bar)	46,2	70,3	97,5	117,6	123,7	137,8
Maksimalni tlak izgaranja (bar)	66,6	97,4	129,6	143,3	141,4	139,3
Srednji indicirani tlak (bar)	8,37	12,24	15,89	18,38	19,01	20,23
Položaj poluge goriva (mm)	39,7	50,3	63,3	73	75	81,8
Tlak ispirnog kolektora (bar)	1,39 ⁴	2,03	2,76	3,33	3,55	3,93
Temp. u ispirnom kol. (°C)	25	29	34	40	41	45
Tlak ispušnog kolektora (bar)	1,3	1,86	2,51	3,06	3,26	3,64
Temperatura prije turbine (°C)	308	327	346	384	404	458
Brzina vrtnje t. puhalo (min ⁻¹)	7290	11360	13870	15360	15895	17110
Spec. potrošnja gori. (g/(kW·h))	186,83	174,06	171,18	171,82	174,66	/

Tehničke značajke brodskog vijka:

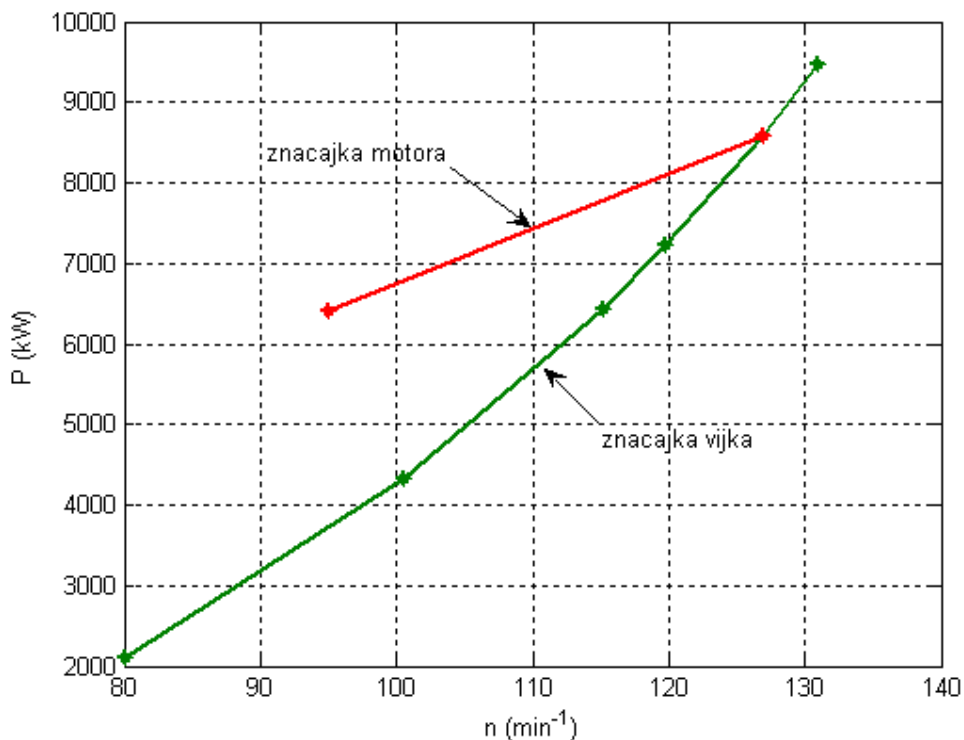
- broj krila vijka 4
- promjer vijka 5550 mm
- uspon 7870 mm
- masa vijka 13108 kg
- smjer vrtnje za vožnju naprijed desnokretni
- moment inercije *ukupni* 27250 kg·m²

⁴ Pomoćno elektropogonjeno puhalo je uključeno.

Ukupni moment inercije vijka čine momenti inercije prirubnica, vratila i vijka, te moment inercije povučene mase mora.

Uzajamni rad vijka i pogonskog stroja analizira se pri različitim opterećenjima, te pri prijelaznim režimima rada sustava, pri čemu se procjenjuju uvjeti opterećenja.

Na Sl. 5.13 prikazane su teoretske vrijednosti za brodski vijak i motor, koje vrijede za slučaj slobodne vožnje broda po mirnome moru i praktično dovoljno dubokom. Projektom vijka treba osigurati rad stroja i u otežanim uvjetima plovidbe, pa se optimalna radna točka odabire na nižoj snazi, obično 85 do 95 % od maksimalne trajne snage. Za vrijeme plovidbe broda uvjeti se mijenjaju, što utječe i na promjenu opterećenja. Naročito su izražene promjene opterećenja prilikom vožnje po *teškom*⁵ moru, pri promjeni gaza broda, dubine mora, dinamičkih uvjeta plovidbe (smjer i brzina vjetrova, morskih strujanja i valova). Pri otežanim uvjetima plovidbe mijenjaju se uvjeti rada vijka zbog: promjene koeficijenta utjecaja trupa, promjene polja brzina dostrujavanog mora brodskom vijku (pri poniranju i posrtanju), periodičnog približavanja vijka površini mora s mogućnošću izranjanja krila vijka iz mora. U praksi propulzijski sustav može doći u stanje pri kojem ne može razviti maksimalnu trajnu snagu. Najčešći uzroci su: stupanj istrošenosti stroja, tehnički nedostaci na sustavu goriva, sustavu turbopuhala, kvaliteta goriva itd. Ponekad se vrlo brzo mijenjaju uvjeti okoline npr. pri naglom prelasku granice iz hladne struje u toplu morsku struju, pri čemu se mogu pojaviti otežani uvjeti rada motora, zbog smanjenog kapaciteta rashladnika uslijed onečišćenja. Kako bi se spriječila iznenađenja u pogonu potrebno je pratiti stanje rashladnika na osnovu bilance energije, a ne samo na osnovu izlaznih parametara.



Sl. 5.13 Značajka snage motora i brodskog vijka [62],[63]

⁵ Teško more je stanje mora uzrokovano meteorološkim uvjetima, stvara teške uvjete plovidbe, kao što su valjanje, posrtanje i snažni udari vjetrova.

5.2. Ispitivanje valjanosti modela

Valjanost modela je najprije ispitana za stacionarne radne točke pri: 25 %, 50 %, 75 %, 93.5 %, 100 % i 110 % opterećenja. U Tab. 5.3 prikazane su veličine dobivene na simulacijskom modelu. Podaci su dobiveni tako da je simulacijski model pokrenut pri opterećenju od 100 %, a zatim su uz promjenu zadane brzine vrtnje, odnosno količine goriva, postignuti radni parametri za ostala promatrana opterećenja.

Tab. 5.3 Značajke dobivene na simulacijskome modelu

Opterećenje motora (od MCR)	25 %	50 %	75 %	93.5 %	100 %	110 %
Indicirana snaga (kW)	2401,5	4407,5	6581	8169,5	8658,2	9499,7
Efektivna snaga (kW)	2141,7	4098,6	6159,7	76667	8181,8	9014
Brzina vrtnje (min^{-1})	76,5	96	110,4	118,5	121,4	125,2
Tlak kompresije (bar)	47	70,06	97	116,5	124,1	137,52
Maksimalni tlak izgaranja (bar)	69,9	94	126	144	142	140,1
Srednji indicirani tlak (bar)	8,37	12,24	15,89	18,383	19,01	20,23
Položaj poluge goriva (mm)	39,23	50,83	63,73	72,37	75	81,9
Tlak ispirnog kolektora (bar)	1,38 ⁶	2,075	2,83	3,36	3,554	3,925
Temp. u ispirnom kol. (°C)	23	26	33,55	39,15	40,95	44,5
Tlak ispušnog kolektora (bar)	1,3	1,89	2,58	3,05	3,24	3,6
Temperatura prije turbine (°C)	307	326	347	377	397	447
Brzina vrtnje t. puhala (min^{-1})	7450	11356	13868	15360	15896	17113
Spec. potrošnja gori. ($\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$)	180	173,6	171,12	171,9	174,598	179,9

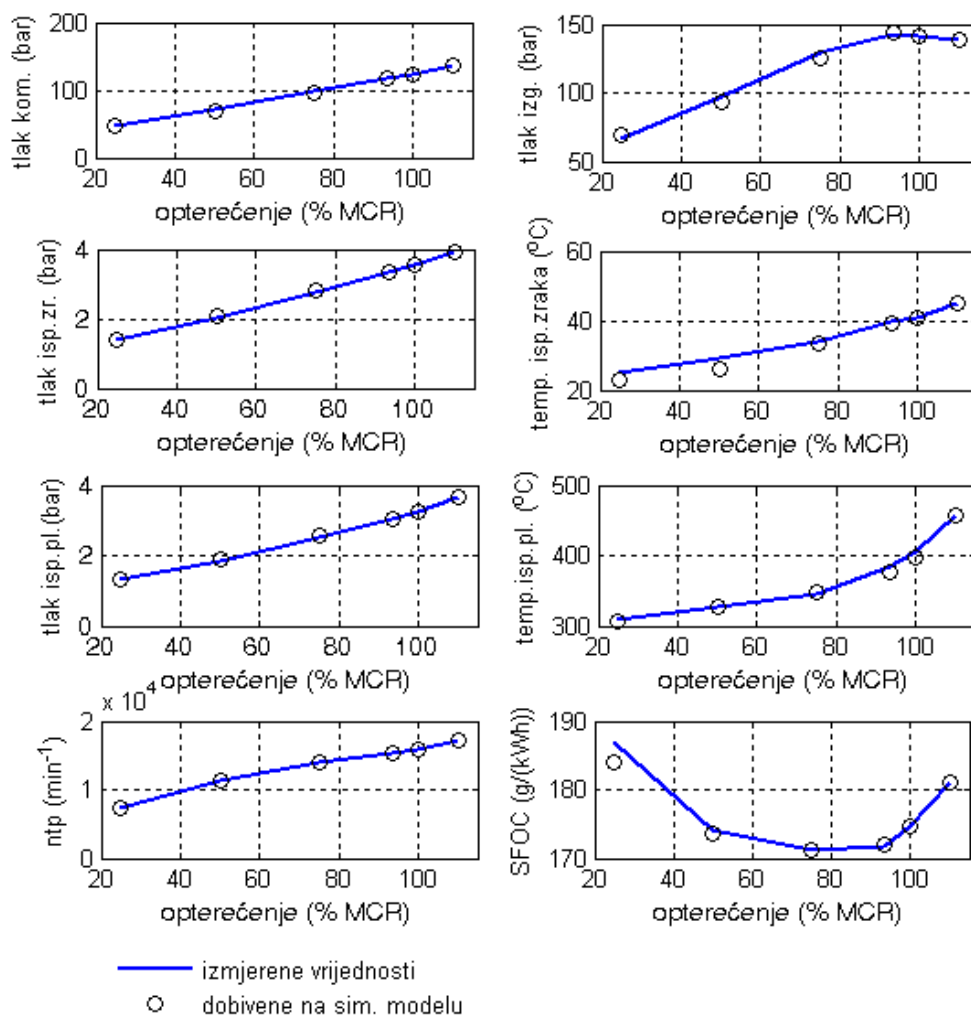
Odstupanja dobivenih veličina pomoću modela i onih realnih, koje su dobivene ispitivanjem na ispitnom stolu prikazana su u Tab. (5.4).

Tab. 5.4 Odstupanje vrijednosti značajki dobivenih na modelu i izmjerenih na motoru

Opterećenje motora (od MCR)	25 %	50 %	75 %	93.5 %	100 %	110 %
Indicirana snaga (kW)	0	0	0	0	0	0
Efektivna snaga (kW)	0	0	0	0	0	0
Brzina vrtnje (min^{-1})	0	0	0	0	0	0
Tlak kompresije (bar)	1,7 %	0,3 %	0,5 %	0,9 %	0,3 %	0,2 %
Maksimalni tlak izgaranja bar)	4,9 %	3,6 %	2,8 %	0,5 %	0,4 %	0,5 %
Srednji indicirani tlak (bar)	0	0	0	0	0	0
Položaj poluge goriva (mm)	1,18 %	0,85 %	0,67 %	0,86 %	0	0,12 %
Tlak ispirnog kolektora (bar)	0,7 %	2,2 %	2,5 %	0,9 %	0,1 %	0,1 %
Temp. u ispirnom kol. (°C)	8,6 %	11 %	1,3 %	2,1 %	0,1 %	1,1 %
Tlak ispušnog kolektora (bar)	0	1,6 %	2,8 %	0,3 %	0,6 %	1,1 %
Temperatura prije turbine (°C)	0,3 %	0,3 %	0,3 %	1,8 %	1,7 %	2,4 %
Brzina vrtnje t. puhala (min^{-1})	2,2 %	0	0	0	0	0
Spec. potrošnja gori. ($\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$)	3,7 %	0,2 %	0	0	0	/

⁶ Pomoćno elektropogonjeno puhalo je uključeno, (uključuje se na nižem opterećenju od 30 %, a isključuje na 40 % opterećenja.

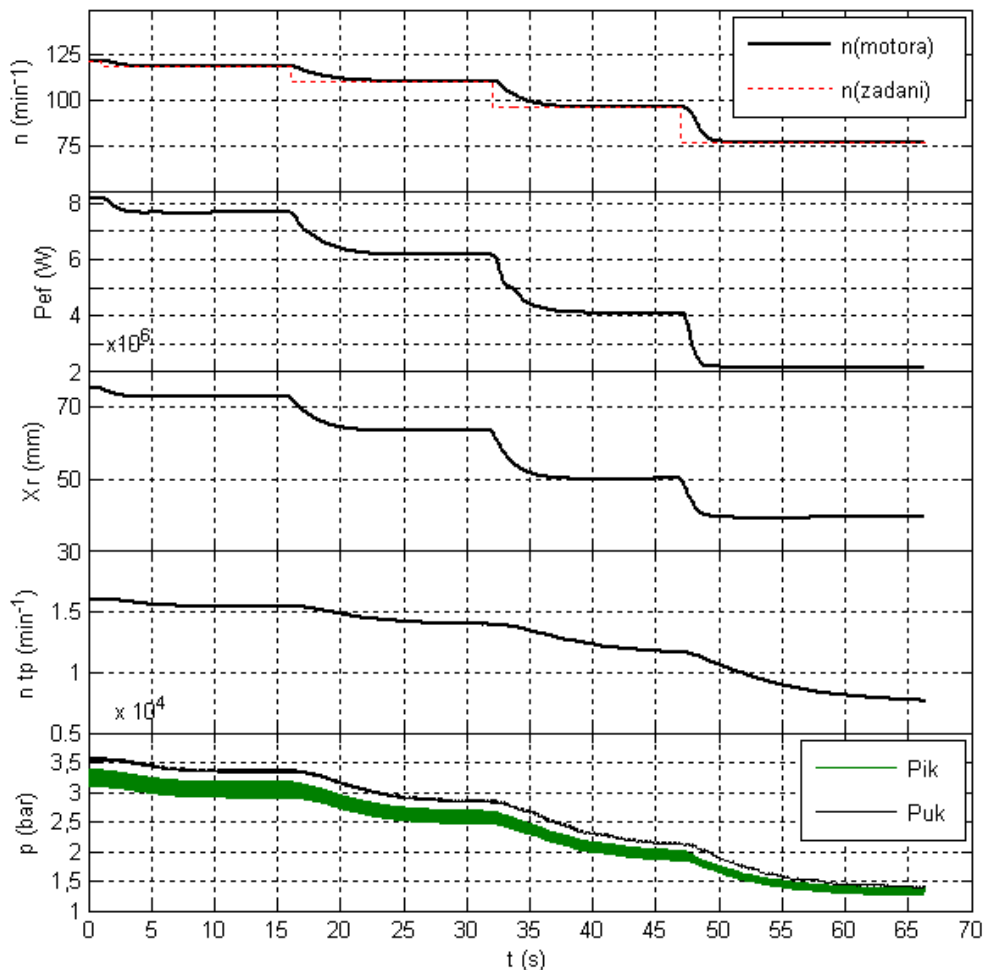
Iz Tab. 5.3 i Sl. 5.14 mogu se uočiti minimalna odstupanja između izmjerenih vrijednosti i onih dobivenih simulacijom na modelu, što ukazuje na uporabljivost modela za proračun stacionarnih radnih točaka. Valjanost modela u stacionarnim radnim točkama osnovni je preduvjet valjanosti modela, za što točnija predviđanja pojava pri dinamičkim uvjetima rada dizelskog motora.



Sl. 5.14 Usporedba izmjerenih vrijednosti i rezultata simulacije u stacionarnim točkama, pri: 25 %, 50 %, 75 %, 93,5 %, 100 % i 110 % opterećenja motora

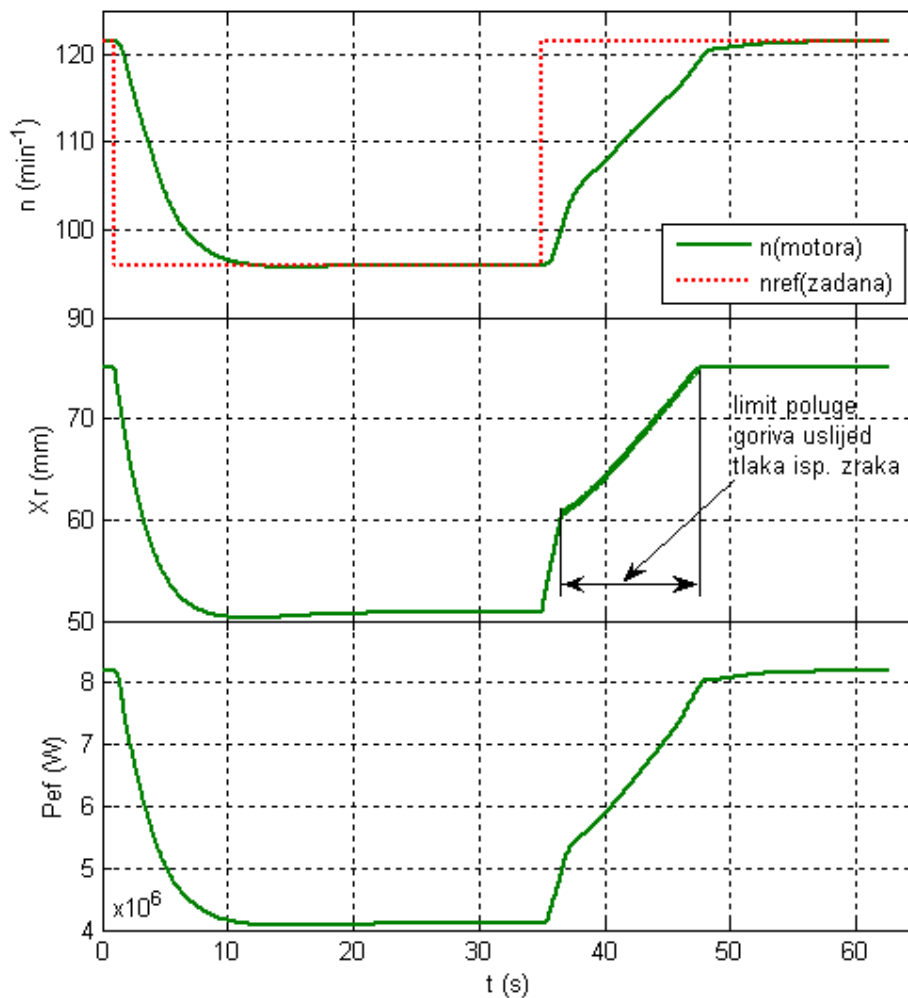
Na simulacijskom modelu postignuta je stacionarna radna točka pri 100 % opterećenju. Mijenjanjem zadane brzine vrtnje motora, kao ulaznog parametra u regulator ili mijenjanjem vanjskog opterećenja, mijenja se ravnotežno stanje, sve do postizanja novo zadanog stanja. Promatranjem promjena stanja prilikom prijelaznih pojava može se utvrditi kvaliteta rada pojedinih elemenata dizelskog motornog sustava, a mijenjanjem značajki pojedinih elemenata, mogu se utvrditi njihova uzročno-posljedična djelovanja na cijeli sustav. Na taj način mogu se odrediti najpovoljnije eksploatacijske točke.

Kao primjer odziva simulacijskog modela na Sl. 5.15 prate se prijelazna stanja brzine vrtnje motora i turbopuhala, tlak ispušnog kolektora i kolektora ispijnog zraka, efektivna snaga motora i pomak poluge goriva. Na primjeru je pretpostavljeno da motor radi pri 100 % maksimalnom trajnom opterećenju. Nakon prve sekunde zadana brzina vrtnje se (skokovito) mijenja na $118,5 \text{ min}^{-1}$. Regulator smanjuje količinu goriva, koja se ubrizgava u cilindar, što dovodi do smanjenja snage motora (93,5 % opterećenja). Na isti način promijenjena je brzina vrtnje u 16, 32 i 47 sekundi, pri čemu je opterećenje smanjivano na 75 %, 50 % i 25 % opterećenja.



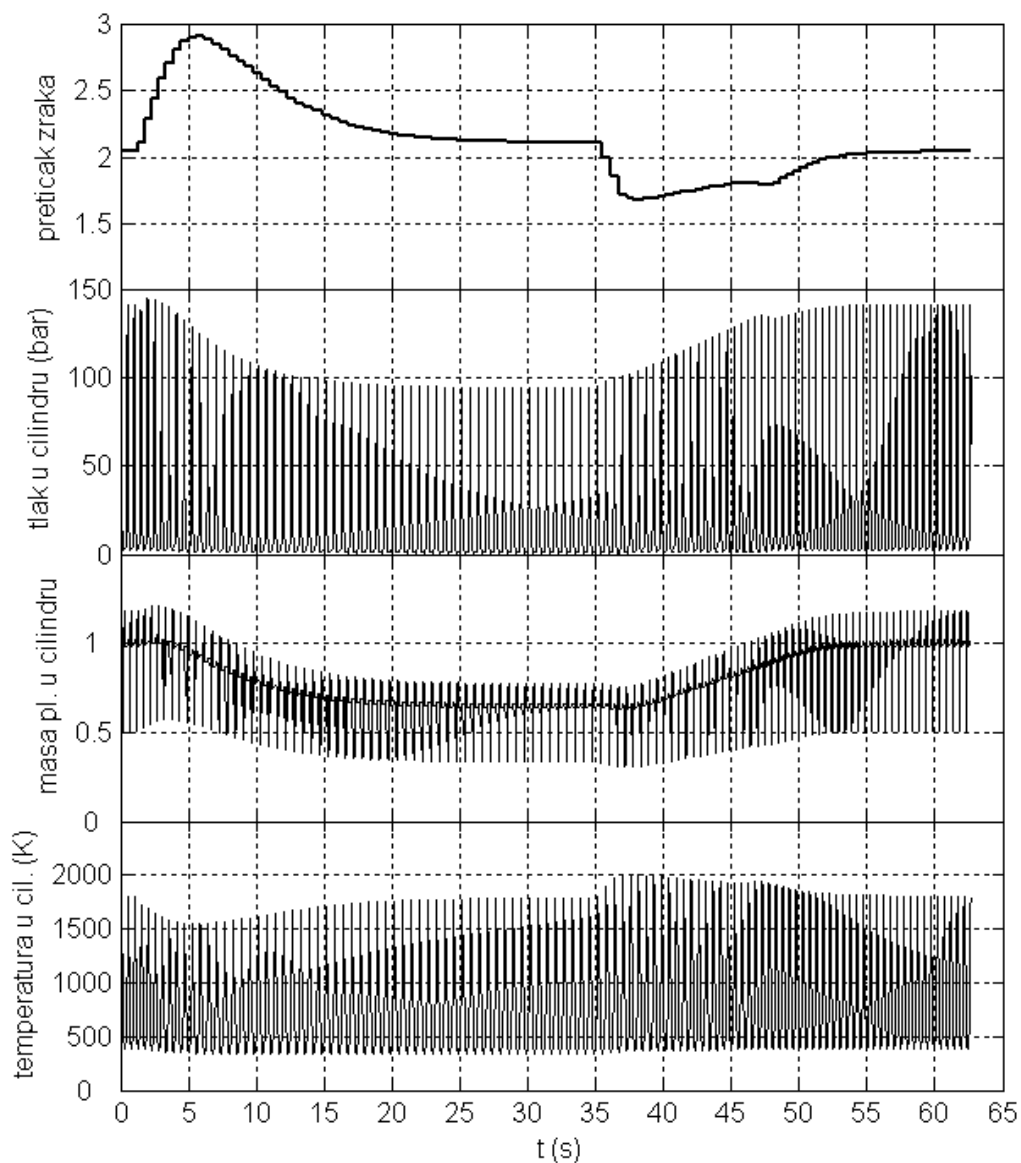
Sl. 5.15 Promjena značajki motora (na simulacijskom modelu), mijenjanjem brzine vrtnje

Prilikom simulacije, parametri regulatora su postavljeni na vrijednosti $K_p=3,5$ i $T_i=1,7$, a usvojeni su prema podacima proizvođača regulatora. Praćenjem pomaka poluge goriva i uspoređivanjem s dijagramima dobivenim mjerenjem prilikom ispitivanja na realnom motoru, utvrđeno je poklapanje rezultata. Uspoređivanjem odziva poluge goriva prema Sl. 5.15, na zadanu promjenu brzine vrtnje s rezultatima koje su prikazali Kyrtatos i dr. u radu [29], koji su dobiveni istraživanjem na sličnom motoru, također je utvrđeno poklapanje.



Sl. 5.16 Promjena značajki motora, pri promjeni opterećenja (100 % - 50 % - 100 %), mijenjanjem brzine vrtnje (na simulacijskom modelu)

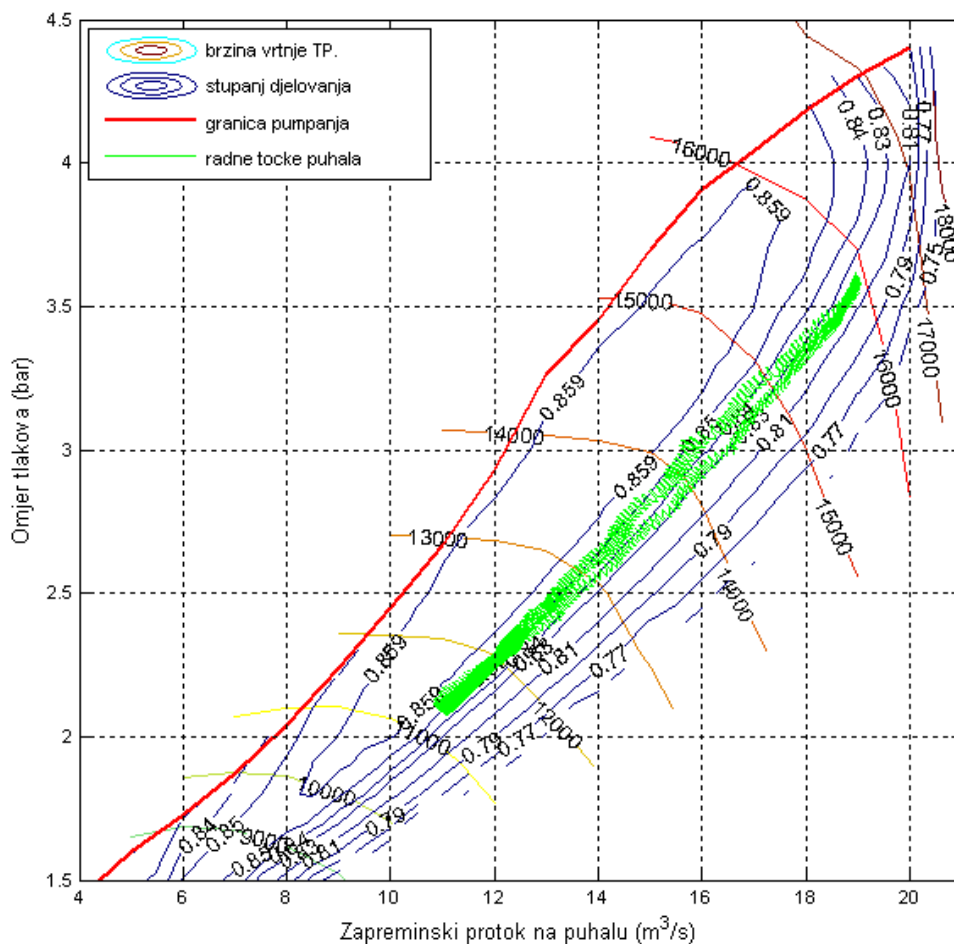
Na Sl. 5.16 prikazane su značajke brzine vrtnje i opterećenja, koje su dobivene na simulacijskom modelu. Nakon prve sekunde rada motora pri brzini vrtnje $121,4 \text{ min}^{-1}$, zadana brzina vrtnje se smanjuje na 96 min^{-1} . Nakon nagle promjene zadane brzine vrtnje izlazni signal iz regulatora pomiče polugu goriva prema manjoj dobavi. Na taj način smanjenje količine goriva utječe na povećanje pretička zraka prema Sl. 5.17, što ubrzava izgaranje, odnosno smanjuje Vibe - eksponent u opisu zakonitosti izgaranja. Postupno se počinje smanjivati brzina vrtnje i srednji efektivni tlak motora, što dovodi do smanjenja efektivne snage motora.



Sl. 5.17 Promjena značajki motora, pri promjeni opterećenja (100 % - 50 % - 100 %), mijenjanjem brzine vrtnje (na simulacijskom modelu)

Masa plinova u cilindru smanjuje se nakon smanjenja zadane brzine vrtnje. Na Sl. 5.17 opaža se povećanje mase plinova koji ulaze u cilindar prilikom ispiranja, zbog smanjenja protu-tlaka u ispušnoj grani, te ujedno smanjenje mase na izlazu iz cilindra, jer izgara manja količina goriva. Utjecaj trenutnog povećanja mase očituje se na promjeni tlaka, najprije kao mali porast, nakon čega počinju sve veličine opadati, do zauzimanja novog ravnotežnog stanja. U tridesetpetoj sekundi zadana brzina vrtnje ponovo se postavlja na vrijednost $121,4 \text{ min}^{-1}$. Na Sl. 5.16 opaža se u početku naglo pomicanje poluge goriva, prema većoj dobavi. Nakon 2,3 sekunde poluga goriva se usporava, zbog ograničenja prema tlaku zraka za ispiranje.

Za vrijeme promjene brzine vrtnje motorom je upravljao regulator s isključenim modulom za programirani rad. Ovakve brze promjene opterećenja za vrijeme eksploatacije moguće su npr. kod zaustavljanja broda u slučaju hitnosti i ponovnog upućivanja u drugom smjeru, tzv. *Crash stop*. Za vrijeme normalne eksploatacije broda, prilikom povećanja opterećenja, motorom upravlja programirani modul, koji motor postupno opterećuje. Prilikom upravljanja motorom pomoću programiranog modula postavljeno je ograničenje ubrzanja motora od 1 % od brzine vrtnje pri 100 % opterećenja, za svake 3 minute, a prilikom rasterećenja motora od 100 do 90 % potrebno je 5 minuta.

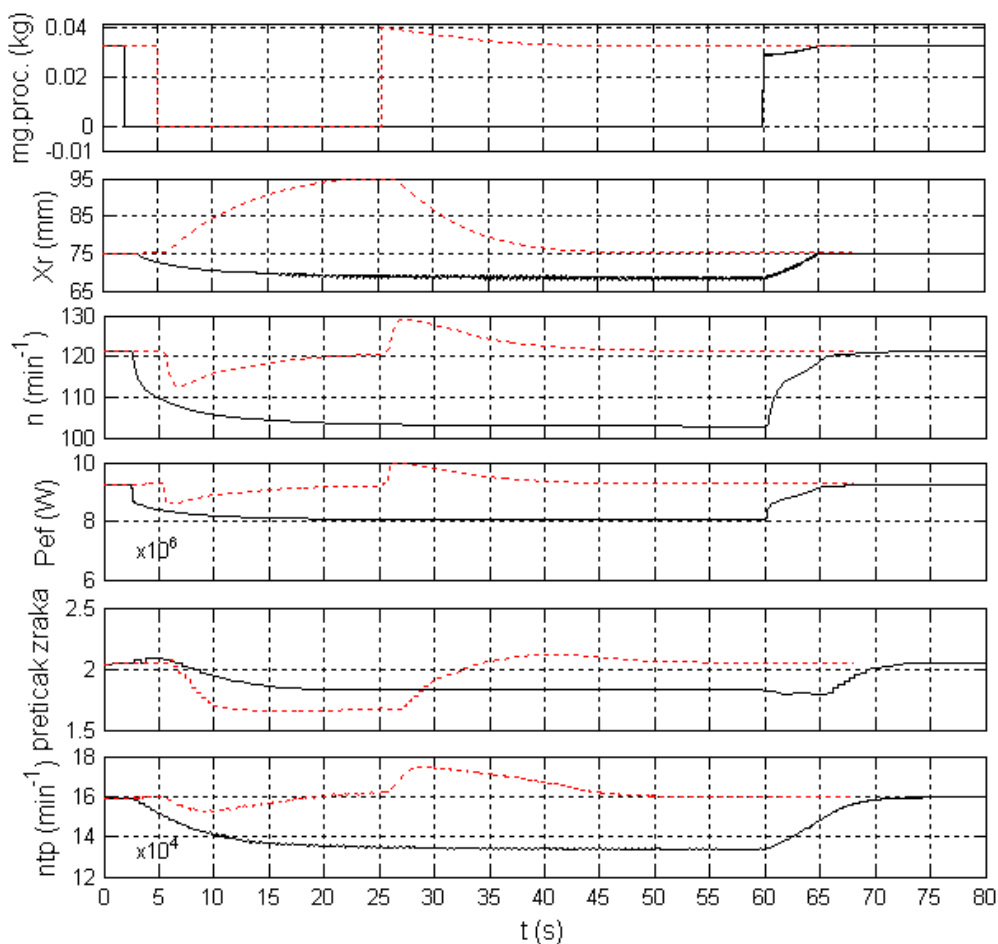


Sl. 5.18 Promjena radne točke puhalo, za slučaj promjene opterećenja (100 % - 50 % - 100 %), mijenjanjem brzine vrtnje (na simulacijskom modelu)

Na Sl. 5.18 primjećuje se, da puhalo pri promatranim promjenama opterećenja radi pri gotovo konstantnom stupnju djelovanja. Također se primjećuju pulzacije radne točke puhalo, koje su izazvane pulzacijama tlaka u ispušnom kolektoru. Takve pulzacije su uzrokovane periodičkim istrujavanjem plinova iz cilindara motora, a odražavaju se na zakretni moment turbopuhala.

5.3. Utjecaj prekidanja dobave goriva jednom cilindru na radne značajke motora

Prekidanje dobave goriva cilindru motora izvodi se prilikom snimanja dijagrama kompresije i ekspanzije. Poluga goriva se pritom ručno postavlja u nulti položaj, što potpuno prekida dobavu goriva tom cilindru. Nekada se i u praksi događa da neki od cilindara radi sa smanjenom dobavom goriva zbog kvara ili čak dobava goriva može potpuno izostati. Na Sl. 5.19 punim crnim crtama su prikazane promjene prilikom trenutnog prekidanja goriva prvom cilindru, pri čemu motorom upravlja regulator uz postavljene granice maksimalnog pomaka poluge goriva. Granice su postavljene prema momentu i tlaku zraka za ispiranje pri 100 % opterećenju motora. Isprekidanim crvenim crtama prikazane su promjene u slučaju isključenih granica maksimalnog pomaka poluge goriva, odnosno dozvoljen je maksimalni pomak od 95 mm. Pri takvom pomaku u slučaju ponovnog uključivanja goriva, brzina vrtnje neće prijeći granicu uključivanja modula zaštite od prevelike brzine vrtnje.

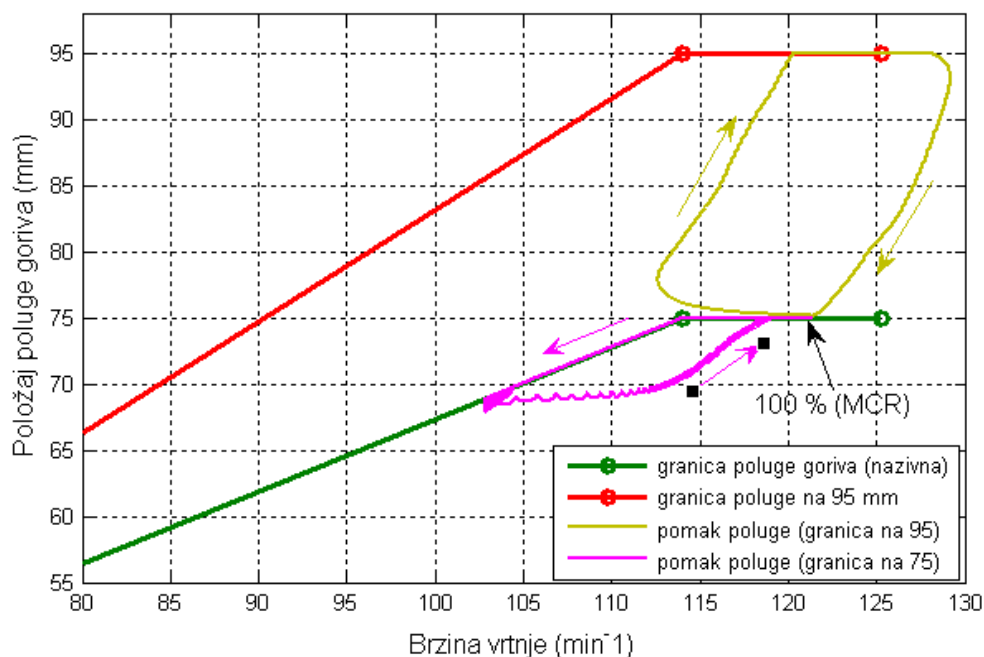


Sl. 5.19 Promjena značajki motora prekidanjem dobave goriva jednom cilindru

Napomena: značenje pojedinih crta je objašnjeno u tekstu

Prije prekidanja dobave goriva, efektivna snaga odgovara 100 % opterećenju motora pri $121,4 \text{ min}^{-1}$. Nakon 2 sekunde prekinuta je dobava goriva jednom cilindru, odnosno masa goriva je skokovito smanjena na nulu. Pomak poluge goriva se zadržava na vrijednosti 75 mm, jer je daljnji porast ograničen. Snaga motora, koji sada radi bez ekspanzije jednog

cilindra, naglo pada, što uzrokuje pad brzine vrtnje motora. Brzina vrtnje se smanjuje. Pri brzini nižoj od 114 min^{-1} , poluga goriva se počinje također smanjivati zbog postavljene granice prema Sl. 5.20. Granica pomaka poluge goriva je postavljena u odnosu na brzinu vrtnje, kako bi zaštitila motor od prevelikih opterećenja.

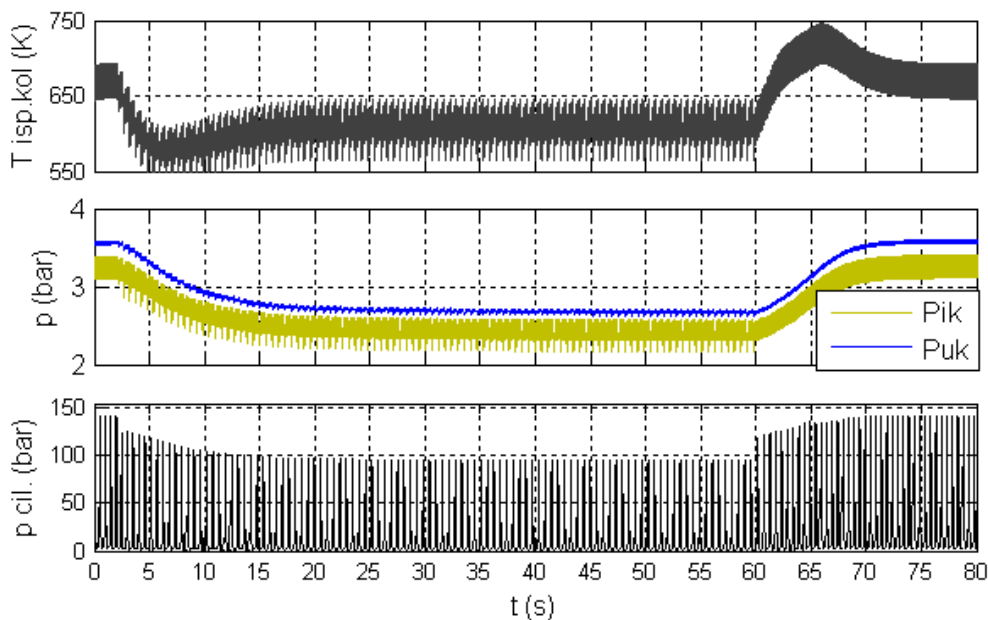


Sl. 5.20 Pomak poluge goriva u odnosu na brzinu vrtnje, s ograničenjem na 75 i 95 mm

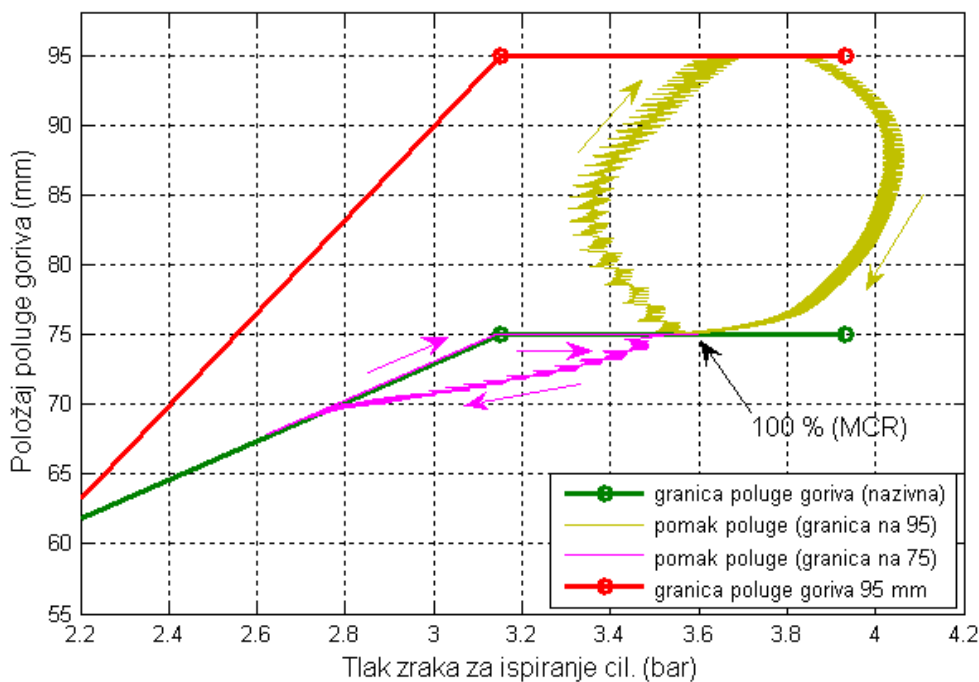
Na Sl. 5.21, zbog manje količine ispušnih plinova primjećuje se i pad tlaka u kolektoru ispušnih plinova. Brzina vrtnje turbopuhala smanjuje se zbog manjeg momenta na osovini, pa je i zapreminski protok zraka na puhalu manji. Pada tlak zraka u kolektoru zraka za ispiranje, a zbog dobavljanja veće količine goriva u preostalim cilindrima, dolazi do smanjenja pretička zraka, što uzrokuje otežane uvjete izgaranja. Na Sl. 5.21 prikazana je i promjena tlaka u cilindru kojem je prekinuta dobava goriva.

Na Sl. 5.22 prikazano je pomicanje poluge goriva za vrijeme promatranih režima rada motora. Granice poluge goriva su postavljene u odnosu na tlak zraka za ispiranje cilindra. Prilikom prekidanja dobave goriva jednom cilindru pomak poluge nije bio ograničen tlakom zraka za ispiranje sve do položaja 70 mm. S prekinutom dobavom goriva jednom cilindru, motor postiže brzinu vrtnje $102,7 \text{ min}^{-1}$, pri pomaku poluge od 67,7 mm. Radna točka je na granici obzirom na tlak zraka za ispiranje cilindra, a moment motora je malo ispod granične veličine.

U šezdesetoj sekundi, odnosno nakon 53. sekundi rada motora s prekinutom dobavom goriva jednom cilindru, pušta se poluga goriva i trenutno pumpa počinje dobavu goriva u cilindar. Snaga motora raste za iznos snage priključenog cilindra. Brzina vrtnje se brzo povećava do 114 min^{-1} , a zatim nešto sporije dostiže $121,4 \text{ min}^{-1}$. Takav odziv značajki uvjetovan je pomakom poluge goriva, koja je ograničena tlakom zraka za ispiranje cilindra, prema Sl. 5.22.

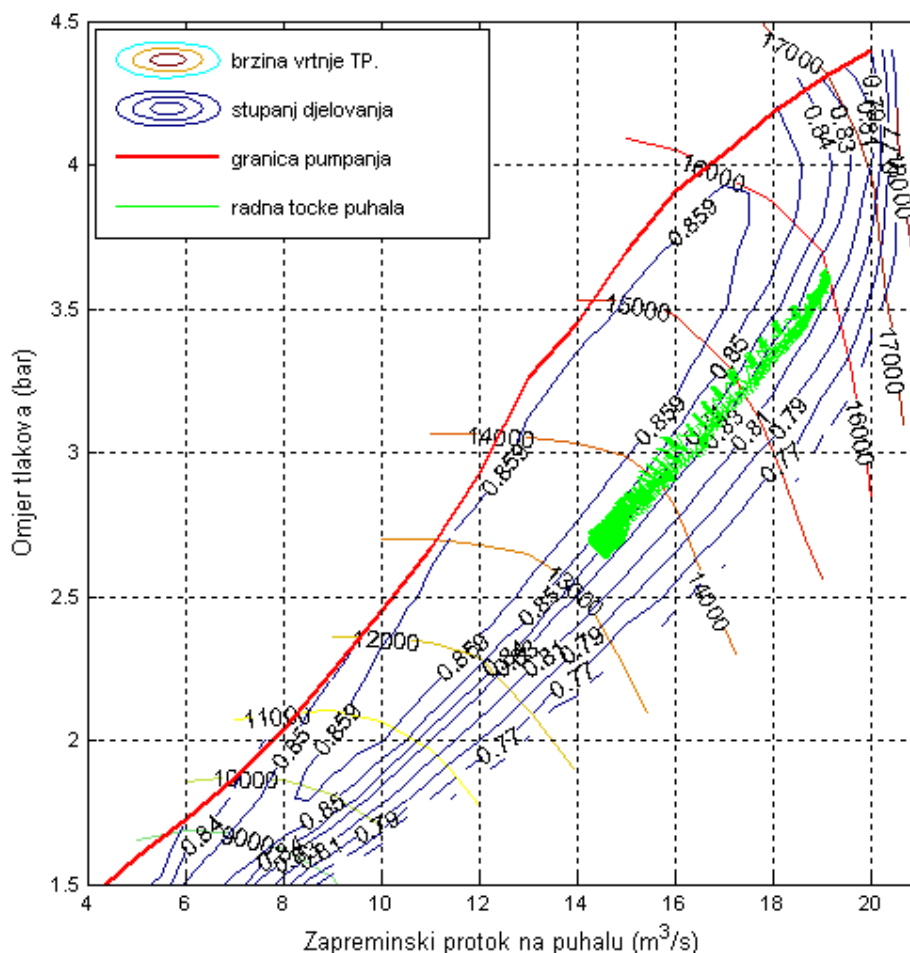


Sl. 5.21 Promjena značajki motora prekidanjem dobave goriva jednom cilindru



Sl. 5.22 Pomak poluge goriva u odnosu na tlak zraka, s ograničenjem na 75 i 95 mm

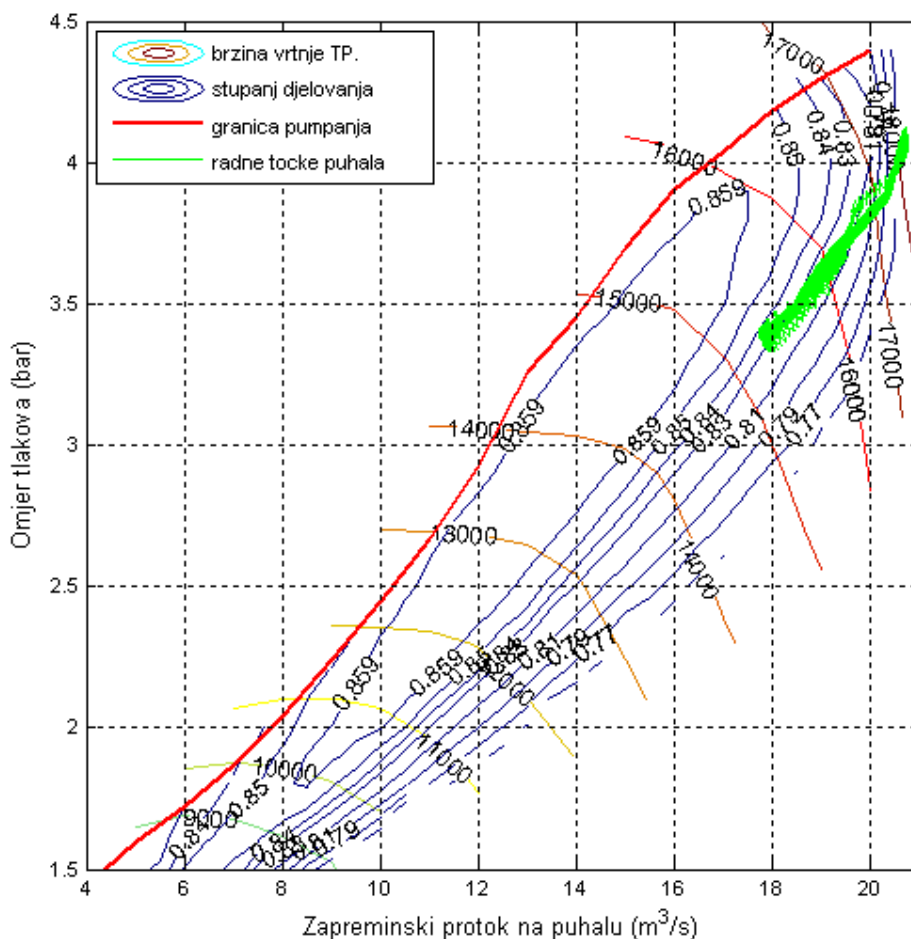
Za vrijeme promatranih prijelaznih pojava, radna točka puhala mijenjala se prema Sl. 5.23. Stupanj djelovanja puhala je za vrijeme promatranih promjena bio uglavnom konstantan oko 84 %. Opažaju se značajnije promjene u padu brzine vrtnje turbopuhala, te tlaka ispravnog zraka, a time i zapreminskog protoka zraka.



Sl. 5.23 Promjena radne točke puhalu za vrijeme prekidanja i ponovnog uspostavljenja dobave goriva jednom cilindru pri 100 % opterećenju motora (*granice postavljene na 75 mm*)

U drugom primjeru, nakon 5 sekundi, prekinuta je dobava goriva jednom cilindru. Zbog pada efektivne snage motora, te pada brzina vrtnje, regulator povećava dobavu goriva. Na Sl. 5.20 i 5.22 poluga goriva se pomiče prema većoj dobavi i to do maksimalne vrijednosti od 95 mm, što je novo postavljena granica. Motor je nakon 20 sekundi gotovo postigao zadanu brzinu vrtnje, uz znatno veću dobavu goriva ostalim cilindrima. Opterećenje cilindara motora je povećano, a pretičak zraka je manji nego u prethodnom primjeru, pa se mogu pretpostaviti poteškoće u izgaranju.

Nakon 20 sekundi rada motora s prekinutom dobavom goriva jednom cilindru, pušta se poluga goriva i trenutno pumpa počinje dobavu goriva u cilindar. Na Sl. 5.19 opaža se značajno prekoračenje brzine vrtnje, ali ispod granice uključivanja modula zaštite od prevelike brzine vrtnje. Regulator u povratnoj vezi dobiva signal za akciju smanjenja dobave goriva, nakon čega se počinje smanjivati brzina vrtnje motora. Nakon 20 sekundi brzina vrtnje je stabilizirana i jednaka zadanoj brzini vrtnje. Na Sl. 5.23, za to vrijeme se opaža značajan porast omjera tlakova, zapreminskog protoka i brzine vrtnje, a pad stupnja djelovanja turbopuhala.



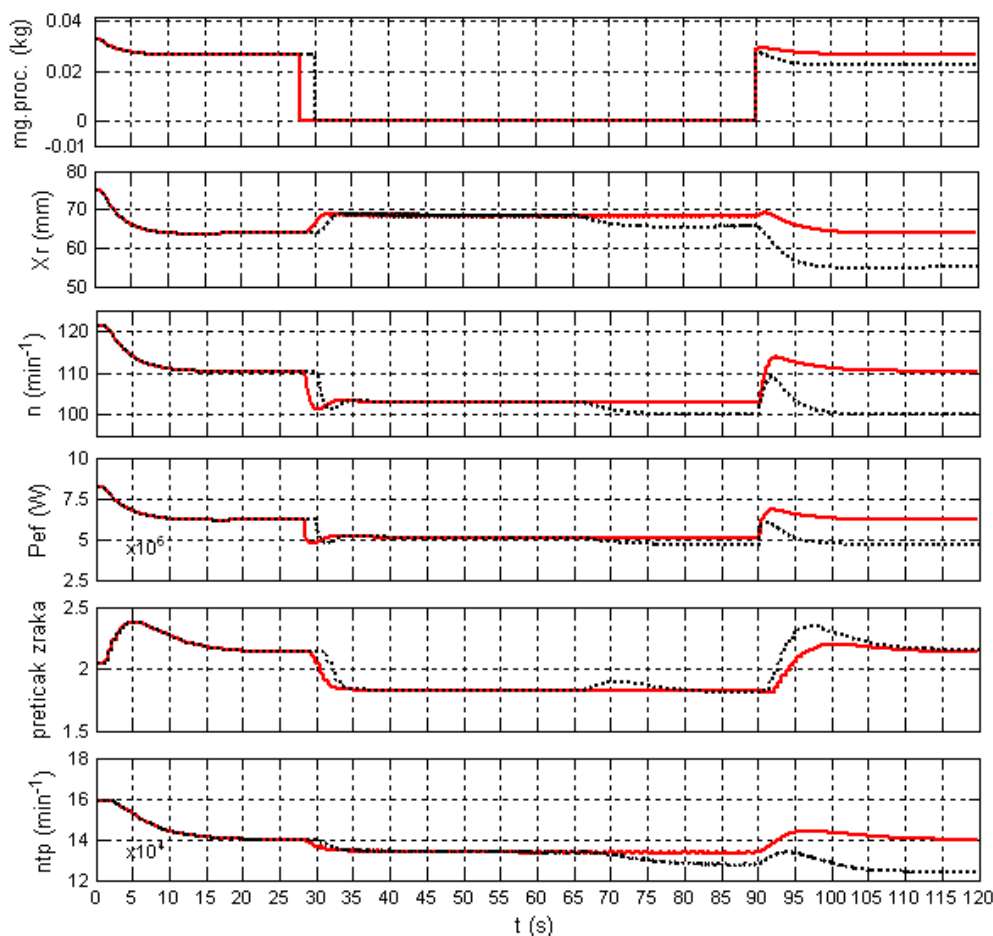
Sl. 5.24 Promjena radne točke puhalu za vrijeme prekidanja i ponovnog uspostavljanja dobave goriva jednom cilindru pri 100 % opterećenju motora (*granice postavljene na 95mm*)

Prema analiziranim primjerima zaključuje se da u prvom slučaju, pri prekidanju goriva jednom cilindru, dolazi do značajnog smanjenja snage i brzine vrtnje motora. Ne dolazi do preopterećenja zbog ograničenja poluge goriva, ali motor radi s maksimalnim trajnim opterećenjem preostalih cilindara.

U drugom primjeru kada su granice poluge goriva povećane, pri prekidanju dobave goriva jednom cilindru, motor postiže zadanu brzinu vrtnje, ali je opterećenje preostalih cilindara nedopušteno.

Prekidanje goriva jednom od cilindara treba izvesti bez poništavanja ili povećanja granica pomaka poluge goriva, i to na opterećenju koje kod ponovnog uspostavljanja dobave goriva neće izazvati preopterećenje. Također iz navedenog slijedi i potreba za smanjenjem opterećenja u slučaju kvara, koji smanjuje ili onemogućuje dobavu goriva nekom od cilindara.

Na sljedećem primjeru analizirano je prekidanje dobave goriva jednom cilindru motora, koji radi pri 75 % opterećenja, odnosno brzini vrtnje od 110.4 min^{-1} . Prema Sl. 5.25, najprije je smanjeno opterećenje motora sa 100 % na 75 %. U dvadeset i osmoj sekundi prekinuta je dobava goriva jednom cilindru (prikazano crvenom crtom), odnosno masa goriva je skokovito smanjena na nulu. Prekidanje goriva u jednom cilindru, uzrokuje nagli pad snage motora. Uslijed razlike između opterećenja vijka i motora, smanjuje se brzina vrtnje.



Sl. 5.25 Promjena značajki motora prekidanjem dobave goriva jednom cilindru pri 75 % opterećenja motora

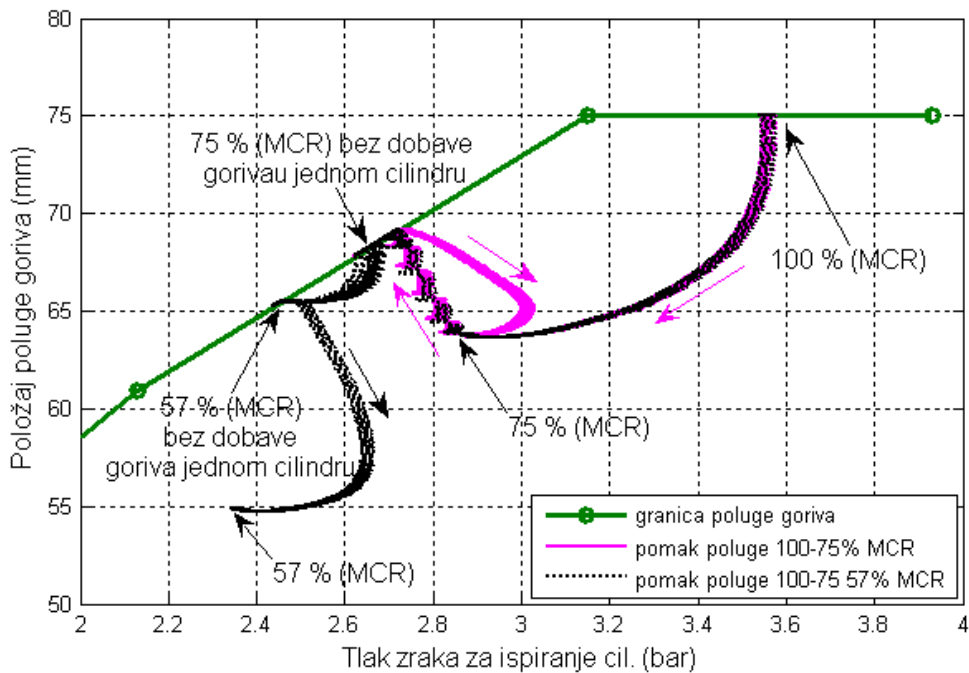
Napomena: značenje pojedinih crta je objašnjeno u tekstu

Aktivira se sustav regulacije koji daje signal za povećanje dobave goriva. Zbog manje količine ispušnih plinova, pada tlak zraka za ispiranje, pa se poluga goriva pomiče prema Sl. 5.26. Zaustavlja se na granici odnosno na položaju 68,5 mm, a tlak ispirnog zraka se smanjuje na 2,68 bara. Na Sl. 5.27 opaža se da je poluga zauzela položaj na granici maksimalnog dopuštenog momenta za postignutu brzinu vrtnje.

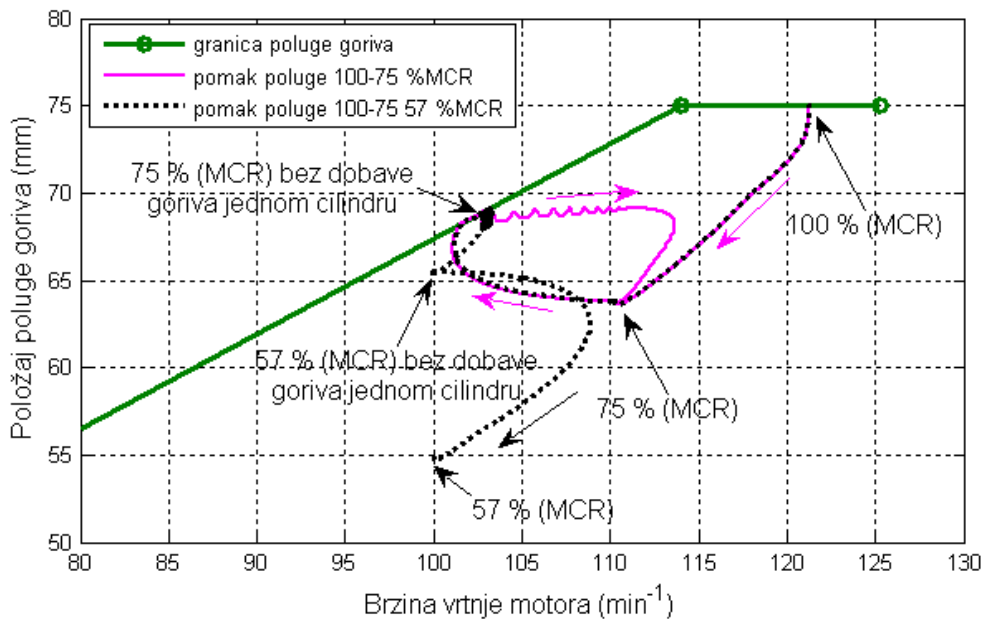
U šezdeset petoj sekundi smanjuje se zadana brzina vrtnje na 100 min^{-1} . Promatrane značajke opisane su crnim isprekidanim crtama na Sl. 5.25. Regulacijski sustav pomiče polugu goriva prema manjoj dobavi, te se nova stacionarna točka nalazi na 57 % opterećenja motora. Poluga goriva se zaustavlja na položaju 65,5 mm. Prateći pomak poluge na Sl. 5.26 opaža se da je poluga ograničena tlakom zraka za ispiranje cilindra. Na Sl. 5.27 primjećuje se da motor nije dosegnuo ograničenje maksimalnog momenta. U devedesetj sekundi ponovo se, u oba promatrana slučaja, uspostavlja dobava goriva svim cilindrima, nakon čega brzina vrtnje naglo raste i stabilizira se na zadanim vrijednostima.

Prema opisanom primjeru, u slučaju smanjenja ili prekidanja dobave goriva nekom od cilindra, preporučuje se smanjenje opterećenja motora, smanjenjem zadane brzine vrtnje. Time bi se smanjila mogućnost nastajanja problema vezanih za rad motora na graničnom

momentu, koji je u slučajevima neravnomjerne dobave goriva neravnomjerno raspoređen po cilindrima.

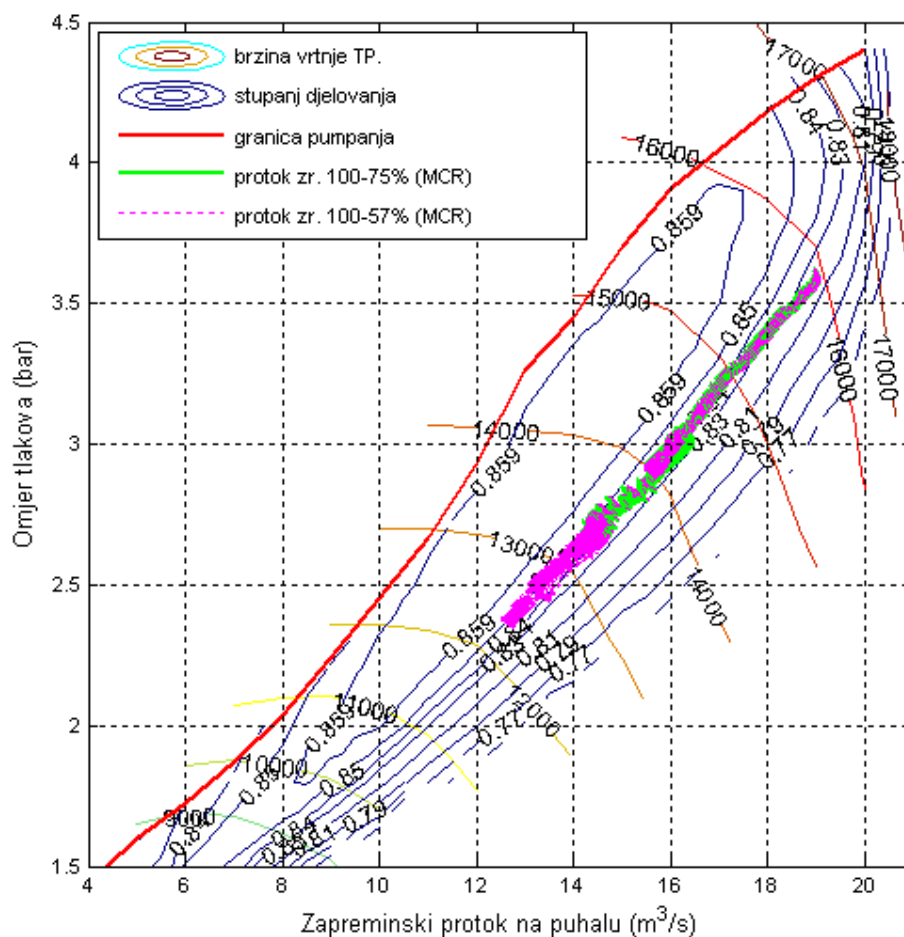


Sl. 5.26 Pomak poluge goriva, prema tlaku zraka za ispiranje cilindara



Sl. 5.27 Pomak poluge goriva, prema brzini vrtnje motora

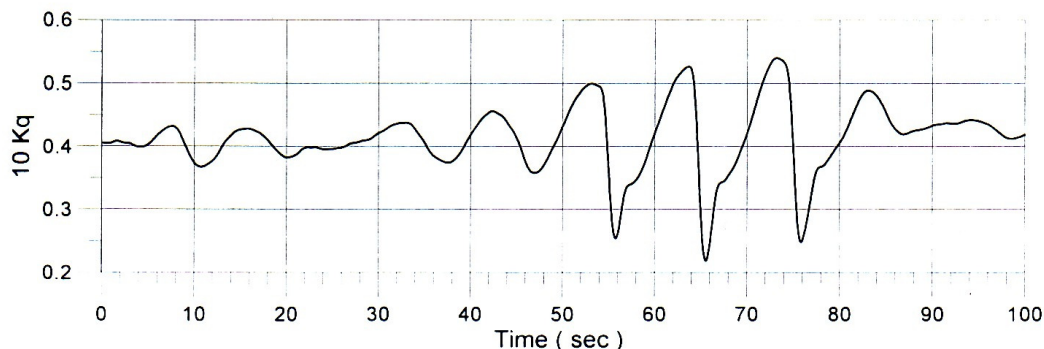
Za vrijeme promatranih prijelaznih pojava, radna točka puhala mijenjala se prema Sl. 5.28. Stupanj djelovanja puhala je za vrijeme promatranih promjena bio uglavnom konstantan oko 84 %, a prilikom rada pri 100 % opterećenja iznosio je 82 %. Za vrijeme prekidanja dobave jednom cilindru dolazi do pada vrijednosti omjera tlaka, brzine vrtnje turbopuhala i zapreminskog protoka. Opažaju se nešto veće oscilacije za vrijeme dok je motor radio bez dobave goriva jednom cilindru, što je uzrokovano većim oscilacijama tlaka u kolektoru ispušnih plinova.



Sl. 5.28 Promjena radne točke puhala za vrijeme prekidanja i ponovnog uspostavljanja dobave goriva jednom cilindru i promjene opterećenja od 100 % do 75 % i 100 % do 57 %

5.4. Analiza radnih značajki motora pri promjeni opterećenja zbog vanjskih utjecaja

Pri različitim režimima plovidbe broda, može doći do značajnih promjena opterećenja. Najzahtjevniji režimi plovidbe obzirom na nagle promjene opterećenja su manevriranje brodom i plovidba po veoma uzburkanom moru *teško more*. Čitav niz parametara utječe na promjene opterećenja u navedenim uvjetima. Za proračun promjene opterećenja na brodskom vijku potrebno je modeliranje sustava trupa, vijka, kao i uvjeta plovidbe koji djeluju na čitav sustav broda. Izvještaji prema proizvođaču motora MAN B&W [64] i Day i dr. [65], opisuju pad brzine kontejnerskog broda pri različitim stanjima mora. Navodi se da pri moru stanja 5 i s valovima prema pramcu, dolazi do smanjenja brzine broda za 8 do 10 %, a smanjenje brzine se može udvostručiti pri stanju mora 7. U još težim uvjetima plovidbe navodi se, da se može očekivati i smanjenje brzine od 40 do 50 %. Razlozi takvog smanjenja brzine nisu samo u povećanim otporima gibanju broda, već i zbog naglog ubrzavanja vijka do kojeg dolazi u slučajevima izranjanje krme broda. Takve promjene izravno uvjetuju nagle promjene opterećenja, pri kojima može doći do prekoračenja granične brzine vrtnje. Kako bi brod u takvim uvjetima postizao što veću brzinu, potrebno je omogućiti siguran rad pri što većem opterećenju. Za zadržavanje motora pri visokim opterećenjima u takvim uvjetima, potrebni su brzi i precizni regulacijski sustavi. Na Sl. 5.29 prikazani su rezultati ispitivanja promjene momenta opterećenja za vrijeme teških uvjeta plovidbe, na jednom kontejnerskom brodu.



$K_q = (0,04212)$, koeficijent momenta vijka za kontejnerski brod u plovidbi po mirnom moru brzinom 21 čv.

Sl. 5.29 Promjena koeficijenta momenta motora dobivena ispitivanjem kontejnerskog broda na teškom moru prema Kyrtatos i dr. [28]

Krajnji slučaj rasterećenja motora, bilo bi gotovo trenutno rasterećenje uslijed ispadanja vijka ili loma pogonskog vratila. Takve promjene mogu se smatrati trenutnim i opisati *Step* funkcijama. U ovakvim slučajevima dolazi do prekoračenja granice maksimalne brzine vrtnje, koja je postavljena od proizvođača i obično iznosi od 109 do 110 % brzine vrtnje pri maksimalnom trajnom opterećenju. Pravila osiguravajućih društava postavljaju uvjete za ugradnju modula koji će u tom slučaju potpuno prekinuti dobavu goriva.

U radovima [28], [33], [59], Kyrtatos, Xiros i dr. opisana je metoda unaprijednog upravljanja dobavom goriva motoru. Uspostavljena je veza između ubrzanja krme broda u vertikalnom smjeru i promjene momenta na brodskom vijku. Na takav način regulacijski sustav određuje količinu goriva, prije nego je evidentirana promjena brzine vrtnje. Takvo rješenje je primijenjeno na jednom kontejnerskom brodu. Ispitivanja tijekom eksploatacije pokazala su značajna poboljšanja u smislu manjih oscilacija, što dozvoljava rad motora bliže granici maksimalnih opterećenja, a bez opasnosti aktiviranja modula prekoračenja

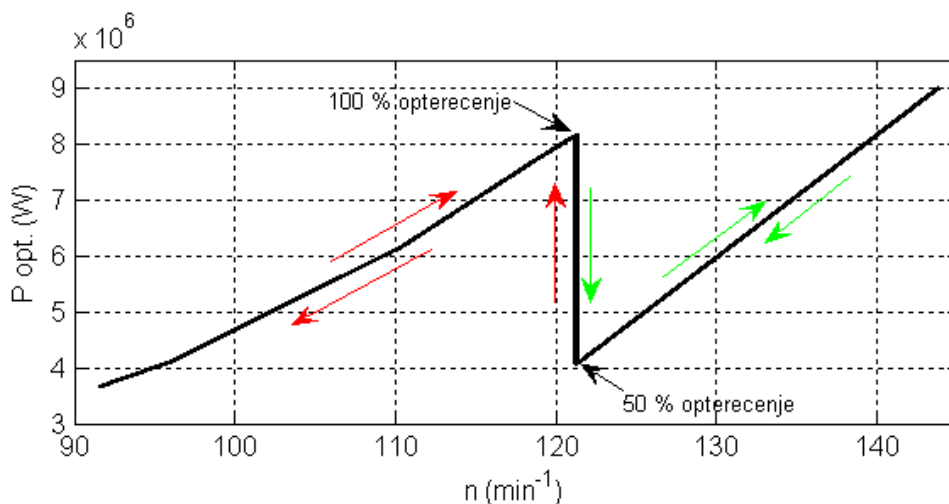
maksimalne brzine vrtnje. Većina današnjih sporohodnih brodskih motora srednjih snaga, koristi elektroničke regulatore brzine vrtnje, koji imaju čitav niz poboljšanih funkcija. To su regulatori PID djelovanja koji formiraju upravljački signal na osnovu razlike zadane brzine vrtnje i brzine vrtnje u povratnoj vezi, a djeluju nakon što je odstupanje nastalo.

5.4.1. Primjer djelovanja skokovite promjene opterećenja motora

Promjene značajki propulzijskog sustava pri naglim promjenama opterećenja vijka, ovise o inerciji sustava, ali i o brzini promjene momenta koji se razvija na osnovu energije koja se oslobađa izgaranjem goriva u cilindrima motora. Uobičajeni sustavi regulacije brzine vrtnje djeluju tek po nastanku odstupanja između signala stvarne i zadane brzine vrtnje. To znači da će u slučaju naglih promjena opterećenja neminovno doći do oscilacija brzine vrtnje, te da će motor s manjim brojem cilindara i s manjom brzinom vrtnje imati veće amplitude i bit će potrebno dulje vrijeme za ponovno uspostavljanje stabilnog rada.

U modelu koji je obrađen u ovom radu regulator je modeliran prema osnovnim načelima PID regulacijskog djelovanja, te su dodane funkcije koje omogućavaju postizanje značajki koje su snimljene pri djelovanju regulatora na realnom motoru. Većina radnih značajki, kao i program rada regulatora su poslovna tajna proizvođača.

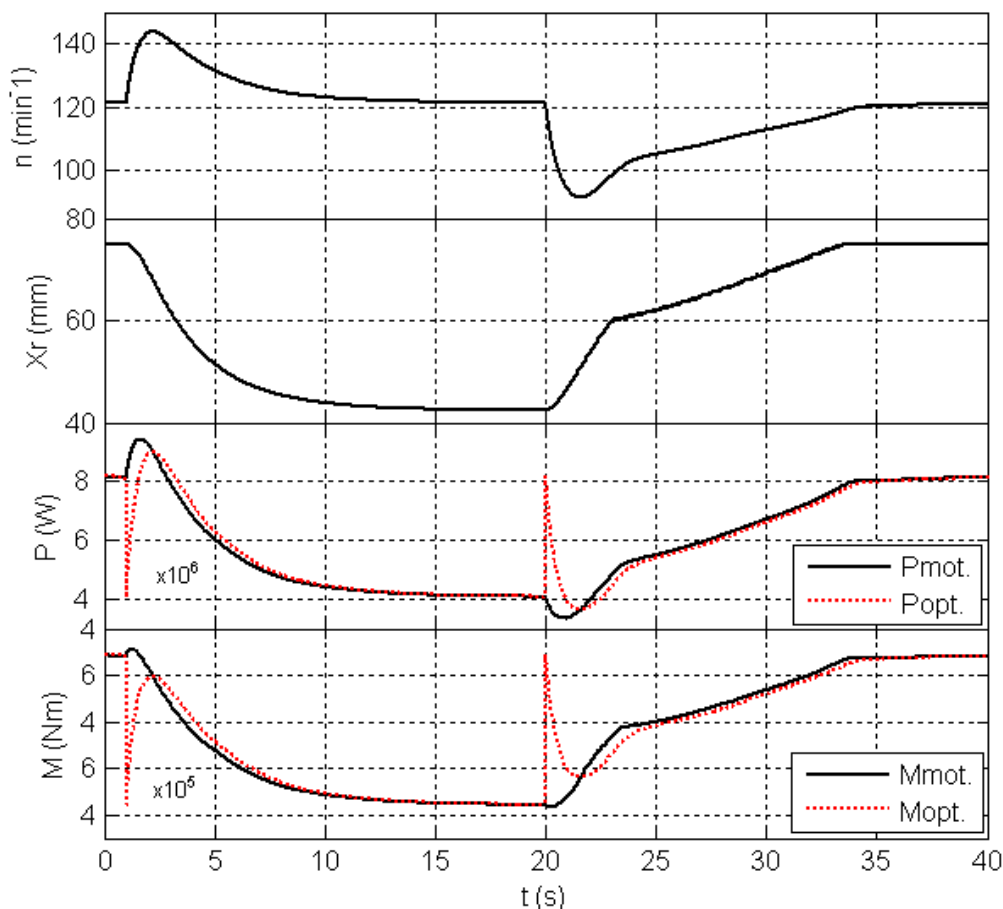
Na sljedećem primjeru, na simulacijskom modelu, ispitano je skokovito rasterećenje i opterećenje vijka motora za 50 % nazivnog opterećenja. U modelu je uključen samo regulator osnovnog djelovanja, s nepromjenjivim konstantama. Isključena je zaštita prekoračenja maksimalne brzine vrtnje. Na Sl. 5.30 zelenim strelicama prikazana je promjena opterećenja pri skokovitom rasterećenju od 50 %, a crvenim strelicama ponovno opterećenje na 100 %.



Sl. 5.30 Promjena opterećenja (100 % - 50 % - 100 %) u odnosu na brzinu vrtnje motora

Nakon prve sekunde rada motora, pri brzini vrtnje od $121,4 \text{ min}^{-1}$ i 100 % opterećenju, skokovito je oduzeto 50 % snage brodskom vijku. Uslijed rasterećenja dolazi do naglog povećanja brzine vrtnje, te je prekoračena brzina aktiviranja zaštite maksimalne brzine vrtnje od $132,4 \text{ min}^{-1}$ (109 % n_{MCR}). Prema Sl. 5.31 primjećuje se najprije porast snage motora pa opterećenja, zbog značajnog povećanja brzine vrtnje. Moment motora se također trenutno povećao, zbog trenutnog rasterećenja te rada koji se dobiva iz cilindara u kojima još uvijek

izgara nominalna količina goriva, koja je ubrizgana neposredno prije smanjenja dobave. Nakon 15 sekundi, brzina vrtnje se stabilizira ponovo na $121,4 \text{ min}^{-1}$, uz 50 % nižu snagu.

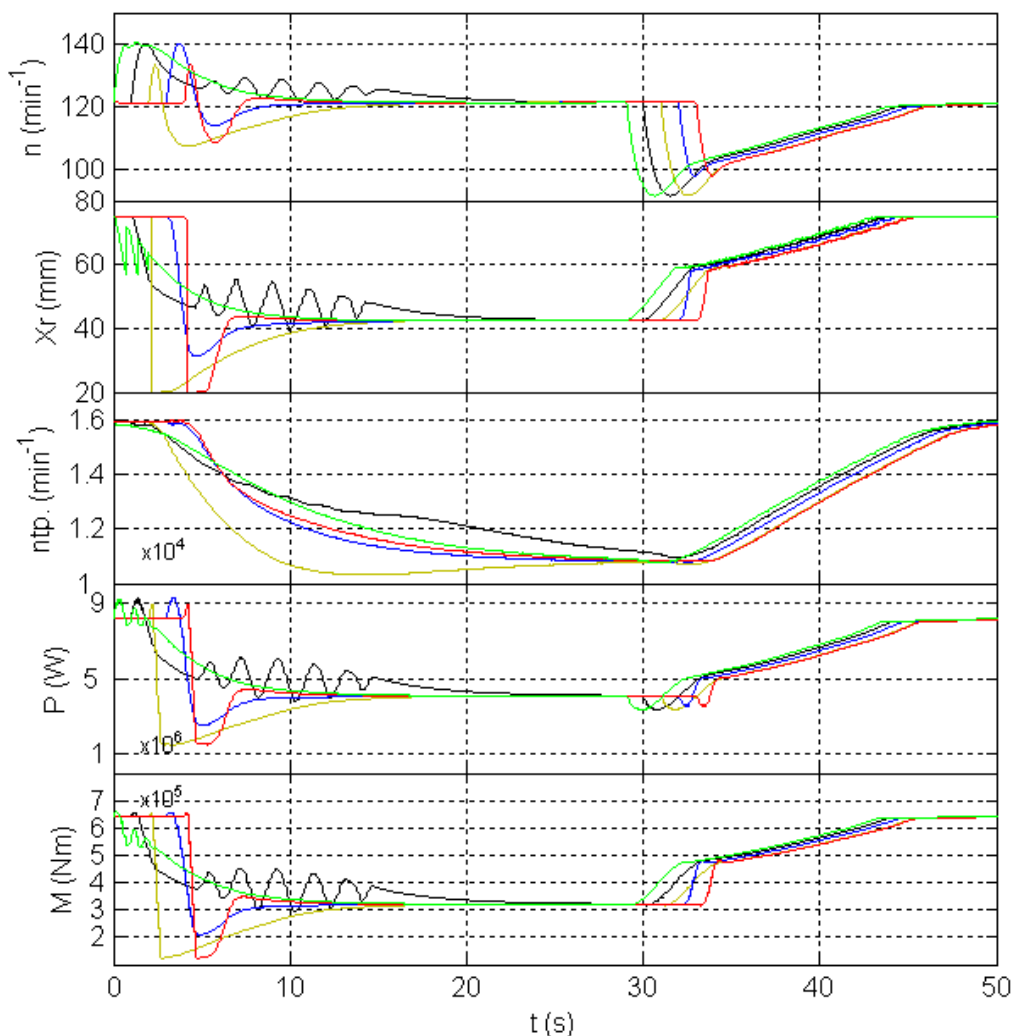


Sl. 5.31 Promjena značajki motora pri skokovitom opterećenju i rasterećenju

U dvadesetj sekundi opterećenje se skokovito povećava za 50 %. Na Sl. 5.31 opaža se trenutno povećanje snage vijka, koja naglo pada zbog pada brzine vrtnje motora. Regulacijski sustav pomiče polugu goriva prema većoj dobavi, ali pri pomaku od 60 mm poluga goriva dolazi do postavljene granice prema tlaku zraka za ispiranje cilindara, po kojoj se usporeno pomiče do položaja 75 mm, što je položaj pri 100 % opterećenja motora. Za vrijeme pokusa opterećenja, motorom je upravljao regulator s isključenim modulom za programirani rad.

U realnim uvjetima eksploatacije broda poželjno je omogućiti rad motora blizu granice maksimalne trajne snage. Kako bi motor mogao podnijeti nagla rasterećenja koja pritom mogu nastati *teško more*, a bez opasnosti aktiviranja sustava zaštite od prevelike brzine vrtnje, uvode se različita poboljšanja regulacijskog sustava. Na Sl. 5.32 prikazani su rezultati simulacije za pet načina poboljšanja odziva pomoću dodatnih funkcija regulacijskog sustava motora. Prikazane su radne značajke pri odzivu motora, koji je skokovito rasterećen sa 100 % na 50 % i ponovno opterećen na 100 %. Značajke su snimljene s međusobnim pomakom od 1 sekunde, kako bi bile preglednije na slici. Zelenom i crnom bojom prikazane su značajke s aktivnim modulom velike brzine. Modul ima funkciju naglog smanjivanja pomaka poluge goriva. Modul velike brzine se aktivira u slučaju prelaska postavljene granične brzine, za promatrani motor to je $126,3 \text{ min}^{-1}$, ako je zadana brzina do $121,4 \text{ min}^{-1}$, a ako je zadana

brzina veća onda se modul velike brzine aktivira pri brzini od $129,9 \text{ min}^{-1}$. Modul velike brzine se isključuje kod 100 % brzine vrtnje pri maksimalnom trajnom opterećenju. Postoji više mogućnosti po kojima se može ostvariti smanjenje dobave prilikom prelaska postavljene granice *okidanja*. Programom se definira veličina i brzina pomicanja poluge goriva nakon aktiviranja modula. Na Sl. 5.32 zelenom i crnom bojom prikazane su značajke pri djelovanju modula velike brzine s različitim programima. U prvom slučaju na krivuljama zelene boje, opaža se nagli pomak poluge goriva prema smanjenju dobave. Usporedbom sa Sl. 5.31 primjećuje se smanjenje maksimalne brzine vrtnje. Program je podešen tako da pri promjeni smjera funkcije brzine vrtnje, modul velike brzine vraća položaj poluge na položaj definiran osnovnim regulacijskim sustavom. U drugom slučaju (krivulje crne boje) program je postavljen tako da se isključuje modul velike brzine kada se brzina spusti na 100 % brzinu vrtnje pri maksimalnom trajnom opterećenju. Program je podešen da pri prelasku vrijednosti granice aktiviranja ($126,3 \text{ min}^{-1}$), vraća položaj poluge goriva na položaj definiran osnovnim regulacijskim sustavom.



Sl. 5.32 Promjena značajki motora pri skokovitom opterećenju i rasterećenju, pri različitim poboljšanjima regulacijskog sustava

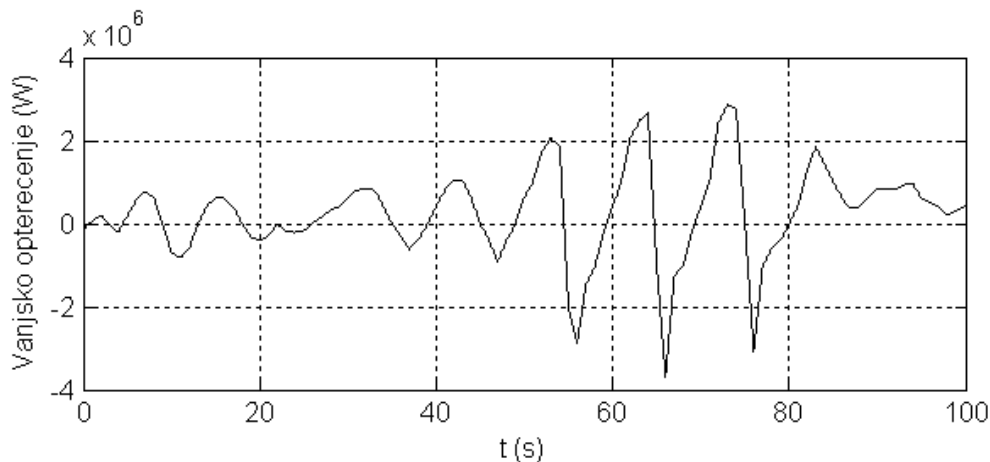
Napomena: značenje pojedinih crta je objašnjeno u tekstu

Prateći odziv primjećuje se osciliranje poluge goriva, a time i brzine vrtnje *hearting*. Ovakva pojava se može izbjeći programski, na više načina. Pri isključivanju modula velike brzine, izbjegla bi se pojava oscilacija, kada bi osnovni regulacijski sustav slijedio položaj poluge koji je definiran modulom velike brzine.

Žutom bojom su prikazane značajke motora pri djelovanju modula velike brzine na ulazni signal integracijskog člana osnovnog regulatora. Prateći pomak poluge goriva, primjećuje se gotovo trenutni pomak poluge goriva na početni položaj *start motora*. Na ovaj način pri skokovitom rasterećenju od 50 % motor je ubrzao, ali do granice aktiviranja zaštite od prevelike brzine vrtnje. Regulator nakon 10 s postiže zadanu brzinu vrtnje od $121,4 \text{ min}^{-1}$. Nakon 29 s opterećenje je skokovito povećano za 50 %. Promatrajući odzive primjećuje se da je za sva tri opisana slučaja ista promjena značajki, odnosno motorom upravlja regulator, a modul velike brzine je isključen. Nakon 4 s, povećanje brzine se smanjuje, jer je ograničeno uslijed tlaka zraka za ispiranje. Kako bi se skratilo vrijeme prijelaznih stanja, uvodi se pojačanje ulaznog signala u regulacijski sustav prema veličini intervala između stvarne i zadane vrijednosti brzine vrtnje. Značajke motora pri odzivu tako programiranog regulacijskog sustava prikazane su plavom bojom. Prilikom opterećenja motora u tridesetdruj sekundi primjećuje se brži pomak poluge goriva te smanjenje amplitude oscilacija brzine vrtnje. Crvenom bojom su prikazane značajke motora, koje su dobivene s kombinacijom svih opisanih načina poboljšanja odziva pri skokovitim promjenama opterećenja motora. Prema značajkama koje se postižu ovako programiranim regulatorom ne bi došlo do aktiviranja zaštite motora od prevelike brzine vrtnje. Zaštita je tvornički postavljena na 109 % brzine vrtnje pri maksimalnoj trajnoj snazi. Skokovite promjene opterećenja u praksi su moguće, kada se dogodi lom vratila ili ispadanje vijka.

5.4.2. Primjer promjene opterećenja pri plovidbi po veoma uzburkanom moru

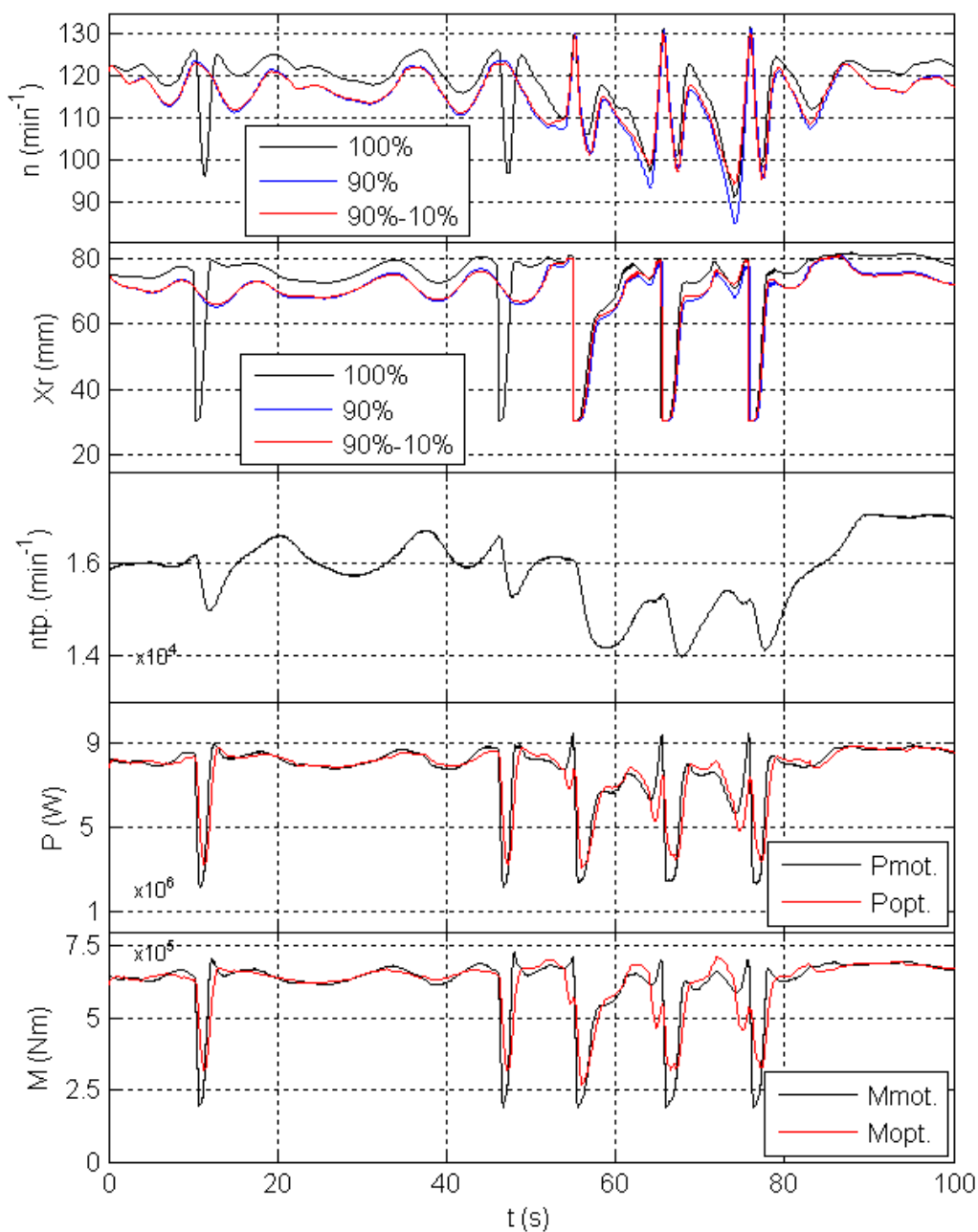
Uobičajene pojave prilikom plovidbe po veoma uzburkanom moru su naizmjenična brza rasterećenja i opterećenja motora u različitim vremenskim intervalima koja ovise o nizu značajki. Kao primjer promjene opterećenja uzima se funkcija prema Sl. 5.33, koja je dobivena prema Sl. 5.29, gdje je prikazana funkcija promjene momenta motora u vremenu, na osnovi podataka izmjerenih na jednom kontejnerskom brodu.



Sl. 5.33 Funkcija promjene opterećenja motora uslijed vanjskih utjecaja (veoma uzburkano more)

Kao primjer je odabrano područje ekstremne promjene opterećenja. Primjećuje se područje kada je došlo do interferencije između gibanja broda i valova, pa su amplitude opterećenja bile i do 40 % u odnosu na 100 % opterećenje motora, a promjene su bile uzastopne i u kratkom vremenskom intervalu.

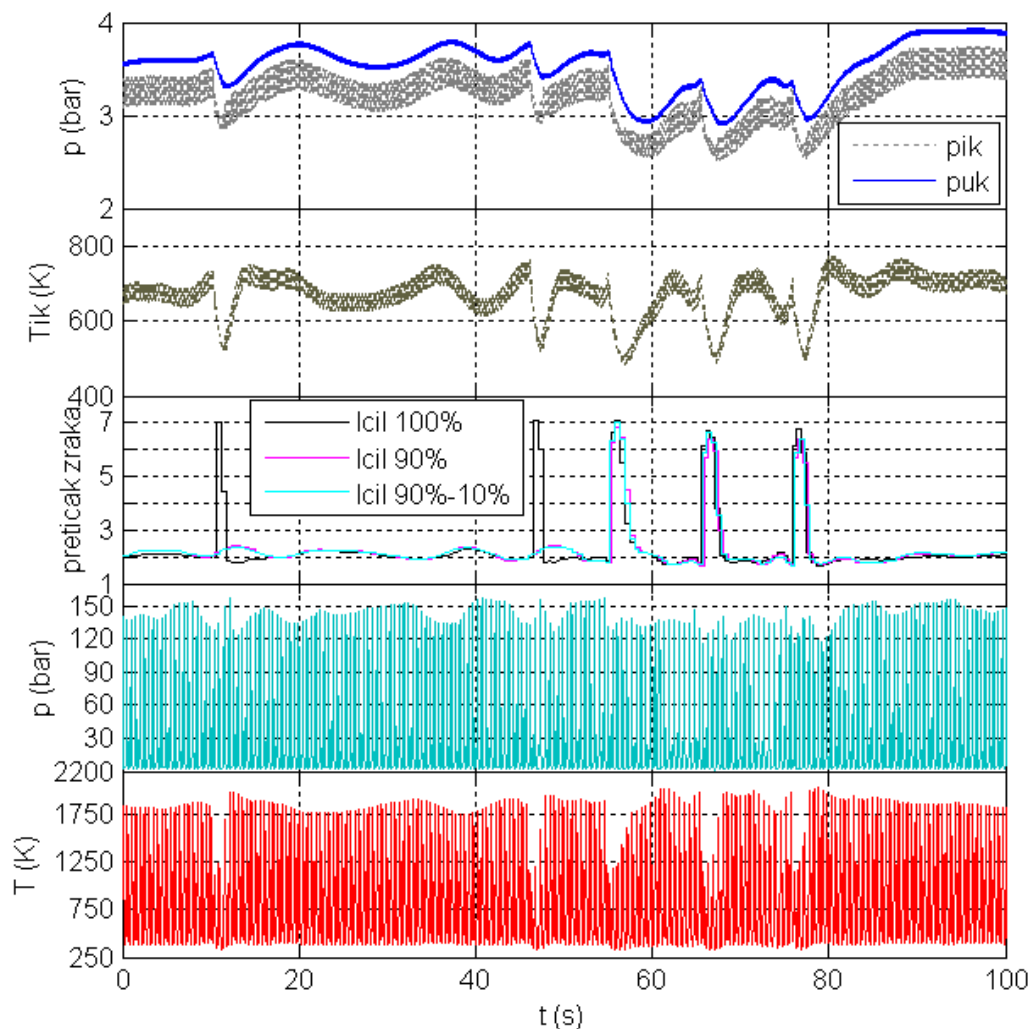
Na Sl. 5.34 prikazane su značajke motora, koje su dobivene na simulacijskom modelu. Za vrijeme simulacije, na motor djeluje funkcija promjene opterećenja prema Sl. 5.33.



Sl. 5.34 Promjena značajki motora pri promjenjivom opterećenju uslijed vanjskih utjecaja

U prvom slučaju (linije crne boje), opterećenje motora je 100 %, a brzina vrtnje 121,4 min^{-1} . Primjećuje se porast brzine vrtnje preko 126,3 min^{-1} i aktiviranje modula zaštite od velike brzine vrtnje, već pri umjerenim promjenama opterećenja. Npr. u 10. i 47. sekundi.

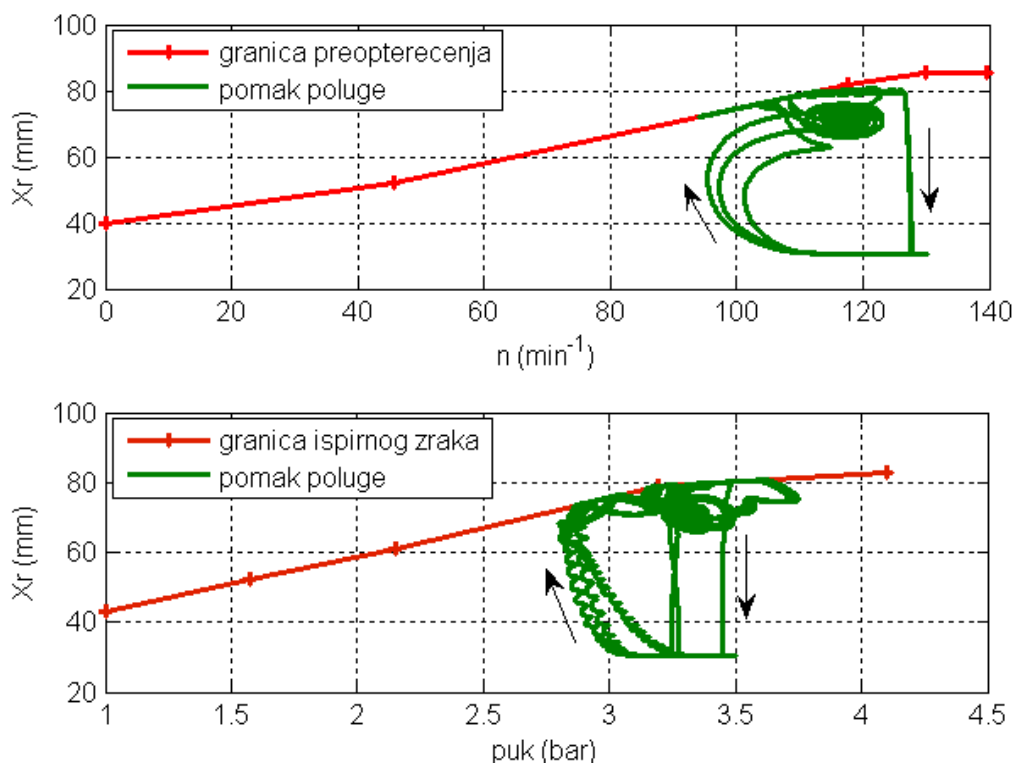
Plavom crtom je prikazana promjena brzine vrtnje motora pri smanjenom opterećenju za 10 %. Zadana brzina vrtnje je smanjena na 117,2 min^{-1} , što povećava interval do aktiviranja modula zaštite od velike brzine vrtnje. U ovom slučaju u 10. i 47. sekundi brzina vrtnje neće dosegnuti granicu aktiviranja modula zaštite od velike brzine. Primjećuje se da su oscilacije brzine vrtnje pri aktiviranju modula veće nego u prvom primjeru, jer je funkcija promjene opterećenja ostala ista, a motor razvija 10 % manju snagu. U praksi bi prilikom smanjenja opterećenja motora za 10 %, u uvjetima promjenjivog opterećenja uslijed vanjskih utjecaja, došlo i do smanjenja amplituda vanjskog opterećenja. Crvenom bojom je prikazan odziv brzine vrtnje, dobiven na simulacijskom modelu, za radnu točku pri 90 % nazivnog opterećenja motora i smanjenim promjenama vanjskog opterećenja za 10 %. Iz navedenog primjera proizlazi da je pri otežanim uvjetima plovbe povoljno izabrati radnu točku motora, na nižem opterećenju, kako bi se izbjeglo aktiviranje zaštite od velike brzine vrtnje pri manjim oscilacijama vanjskog opterećenja.



Sl. 5.35 Promjena značajki motora pri djelovanju promjenjivog vanjskog opterećenja

Na Sl. 5.34 također su prikazane i promjene snage, momenta motora, te promjene opterećenja. Primjećuje se veoma dobar odziv na promjene opterećenja, čak i u ekstremnim slučajevima kada proradi zaštita od prevelike brzine vrtnje. Tada zbog brzog smanjenja dobave goriva dolazi do naglog smanjenja snage motora i pada brzine vrtnje. Vrijeme povratka na zadanu radnu točku je svega nekoliko sekundi, čemu pridonosi poseban modul koji pojačava ulazni signal u regulator prema veličini intervala između stvarne i zadane vrijednosti brzine vrtnje. Analizom promjene brzine vrtnje turbopuhala, primjećuje se da je promjena brzine vrtnje turbopuhala u promatranom primjeru usporena. Sporohodni dvotaktni motori koriste sustav prednabijanja s konstantnim tlakom, pri čemu je zapremina kolektora ispušnih plinova dovoljno velika da prilično kompenzira pulzacije tlaka, koje utječu na zakretni moment turbine. Promjene tlaka u kolektorima zraka za ispiranje i ispušnih plinova, prikazane su na Sl. 5.35.

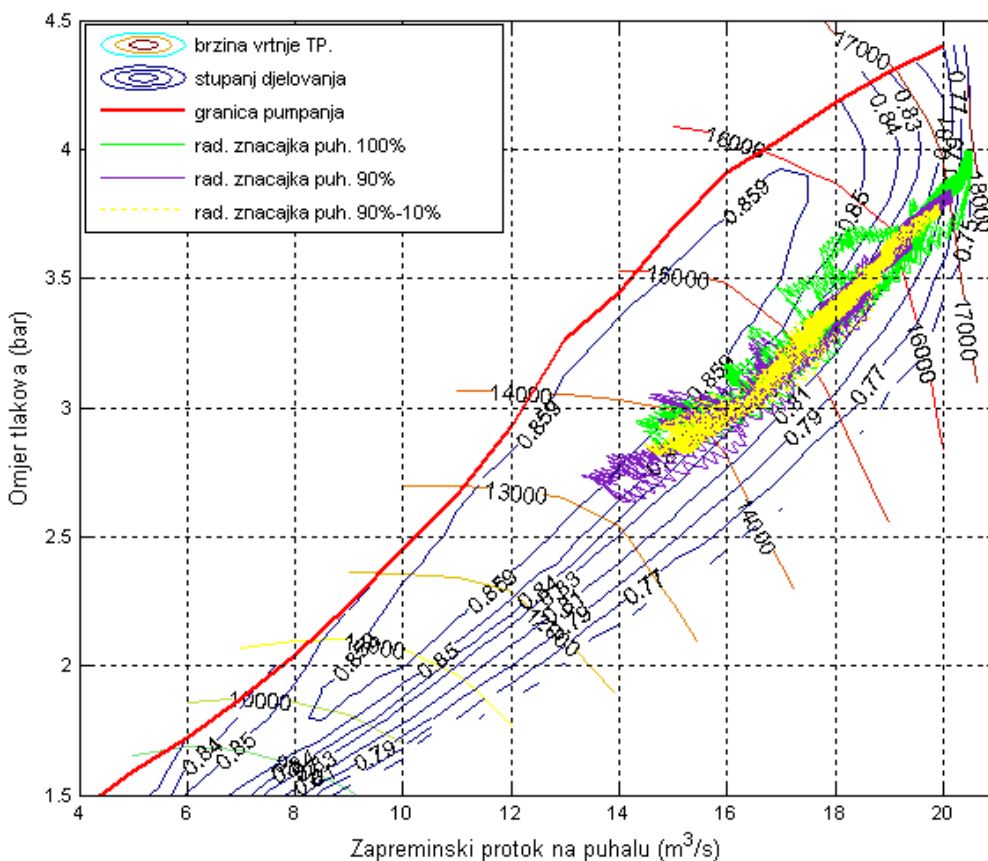
Temperature plinova u kolektoru ispušnih plinova značajno oscilira, što je posljedica izgaranja promjenjive količine goriva koju određuje regulacijski sustav. Izgaranje promjenjivih količina goriva u cilindrima motora u navedenom primjeru, direktno utječe na promjene temperature u cilindrima, dok na promjenu tlaka značajno utječe tlak zraka za ispiranje cilindra, što se vidi iz Sl. 5.35. Na istoj slici je prikazana i promjena pretička zraka u cilindrima motora. Pri rasterećenju motora, smanjuje se dobava goriva, te dolazi do naglog povećanja pretička zraka. Suprotno se događa pri naglom opterećenju, kada se povećava dobava goriva, kako bi se kompenzirao pad brzine vrtnje, pretičak zraka se smanjuje.



Sl. 5.36 Pomak poluge goriva, prema tlaku zraka za ispiranje cilindra i brzini vrtnje, za vrijeme djelovanja promjenjivog vanjskog opterećenja motora

Najniža vrijednost pretička zraka u promatranom primjeru je 1,66 u 79. sekundi, pa se može zaključiti da su granice pomaka poluge goriva obzirom na tlak zraka za ispiranje dobro postavljene. Pomak poluge goriva, u promatranom primjeru, obzirom na tlak zraka za ispiranje cilindara, te obzirom na brzinu vrtnje motora prikazan je na Sl. 5.36. Procjenjuje se da je pretičak zraka u promatranom primjeru, dovoljno visok, te da neće doći do pojave nepotpunog izgaranja, koje bi rezultiralo onečišćenjem okoliša krutim nečistoćama. Čađa bi pritom mogla i zaostajati u kolektoru ispušnih plinova, te povećati mogućnost onečišćenja turbine.

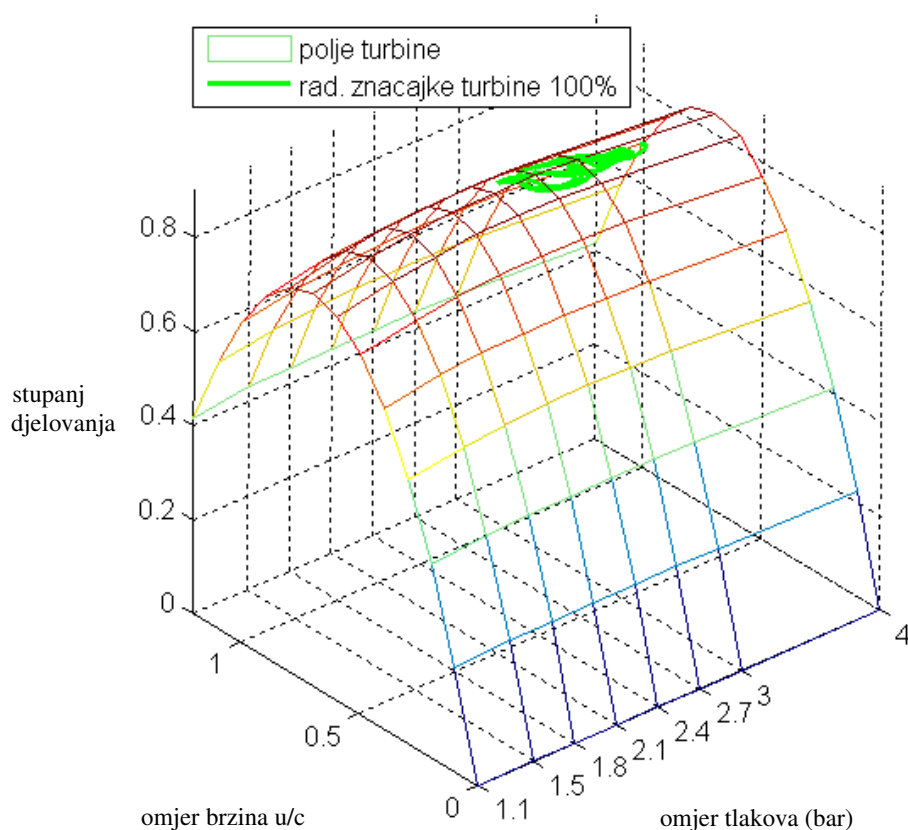
Promjena radne točke puhalo za sva tri promatrana slučaja prikazana je na Sl. 5.37. Prilikom prihvaćanja opterećenja dolazi do povećanja dobave goriva, zbog čega se povećavaju tlak i temperatura u kolektoru ispušnih plinova, a nakon toga raste moment na osovini i turbina ubrzava rotor turbopuhala, a puhalo dobavlja veću količinu zraka. Prema navedenom slijedu radna točka puhalo na putu prema većoj dobavi zraka, prolazi bliže granici pumpanja. Pomak radne točke puhalo prema granici pumpanja, ograničava se postavljanjem granica pomaka poluge goriva prema tlaku zraka za ispiranje cilindara. Ljubičastom bojom su prikazane radne točke puhalo u najtežim radnim uvjetima, pa su i oscilacije najveće. U navedenom primjeru amplitude promjene specifičnog opterećenja, koje simuliraju vanjske utjecaje dosežu 50 % od maksimalnog trajnog opterećenja.



Sl. 5.37 Promjena radne točke puhalo za vrijeme djelovanja promjenjivog vanjskog opterećenja motora

Promjena radne točke turbine, za vrijeme simulacije rada motora pri promjenjivim vanjskim utjecajima prikazana je na Sl. 5.38. Pri naglom rasterećenju motora, dolazi do povećanja brzine vrtnje motora, te regulator smanjuje dobavu goriva. Pada tlak u kolektoru ispušnih plinova, pa se smanjuje i omjer tlakova prije i poslije turbine, a omjer brzina u/c se povećava. Stupanj djelovanja turbine, pri referentnoj točki, u polju značajki turbine se nalazi ispod maksimalne vrijednosti s desne strane. U navedenom slučaju, pri naglom povećanju opterećenja, stupanj djelovanja se povećava do maksimuma, pa se zatim smanjuje s lijeve strane. Pri opterećenju motora radne točke turbine dosežu referentnu točku obrnutim redoslijedom.

Analiza radnih značajki motora i turbopuhala pri naglim promjenama opterećenja, provedena je uz pretpostavku referentnih uvjeta okoline i besprijekornog tehničkog stanja svih sustava motora. Tijekom plovidbe mijenjaju se veličine stanja okoline, te je uobičajeno onečišćenje sapnica i lopatica turbine, usisne mreže ispred turbine, filtra zraka, rashladnika zraka, generatora pare na ispušne plinove ili ispušnog voda itd. Posebno je značajno istraživanje radnih parametara pri takvim otežanim uvjetima, te utvrđivanje eksploatacijskih granica.



Sl. 5.38 Promjena radne točke turbine za vrijeme djelovanja promjenjivog vanjskog opterećenja motora

5.5 Radne značajke motora i turbopuhala pri različitim temperaturama zraka na usisu puhala

Sustav ventilacije brodske strojarnice sa sporohodnim motorima treba dobavljati dovoljnu količinu zraka za potrebe izgaranja goriva u glavnom motoru, pomoćnim motorima, te loženim generatorima pare. Kapacitet sustava ventilacije treba biti od 1,75 do 2 puta veći od količine zraka potrebnog za rad svih strojeva pri maksimalnom trajnom opterećenju. Temperatura zraka na usisu u puhalo veoma utječe na značajke rada motora. Promjena temperature zraka na usisu u puhalo uvjetovana je stanjem okoline. Prema istraživanjima proizvođača motora MAN B&W [66] ustanovljeno je da je maksimalna temperatura zraka na ulazu u ventilacijski sustav strojarnice viša za 1 do 3 °C od temperature površine mora, a temperatura u strojarnici viša za 10 do 12 °C od temperature na ulazu. Vanjski zrak se motorima obično dovodi neposredno prije filtra puhala, pa je tada temperatura zraka dodatno viša za 1 do 5 °C, od temperature zraka na ulazu u strojarnicu. Minimalna temperatura zraka u strojarnici praktično se održava iznad 5 °C, na način da se u slučaju niže temperature, smanjuje dobava zraka na dovoljnu za rad motora, ali smanjenu za ventilaciju strojarnice.

Za određivanje referentne potrošnje goriva i temperature ispušnih plinova, prema pravilima ISO 3046-1:2002 (E) i ISO 15550:2002 (E), uvedeni su standardni referentni uvjeti okoline:

- tlak okoline	1000 mbar,
- temperature na ulazu u puhalo	25 °C,
- temperatura rashladnog medija za rashladnik zraka	25 °C i
- relativna vlažnost zraka	30 %.

Potrošnja goriva uz navedene uvjete, odnosi se na dizelsko gorivo donje ogrjevne moći 42700 kJ/kg.

Prema pravilu IACS⁷ M28 (1978) definirani su uvjeti maksimalne temperature okoline (tropski uvjeti):

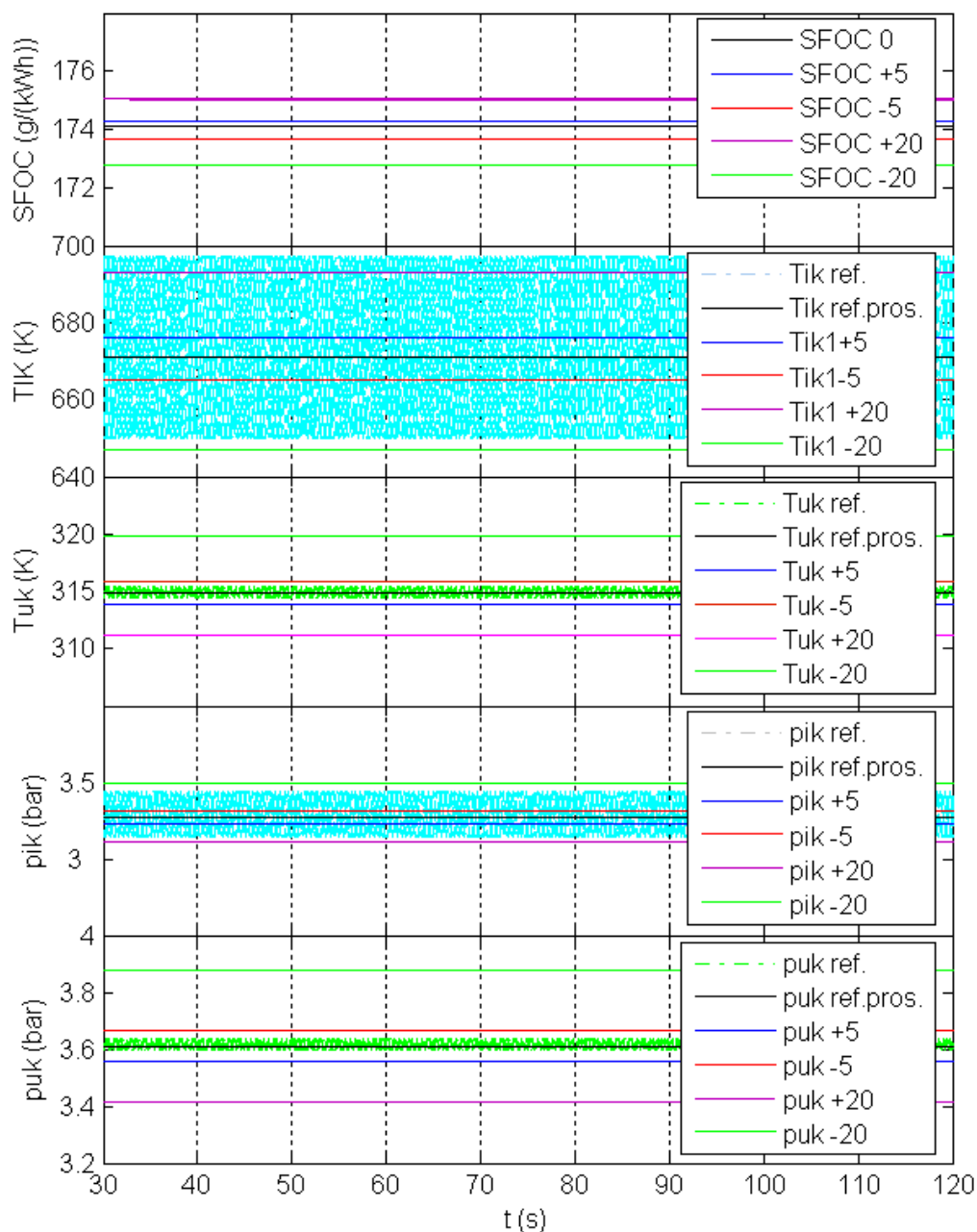
- tlak okoline	1000 mbar,
- temperature na ulazu u puhalo	45 °C,
- temperatura mora	32 °C,
- temperatura rashladnog medija za rashladnik zraka	36 °C i
- relativna vlažnost zraka	60 %.

Pri tropskim uvjetima okoline ISO standardi definiraju neograničenu raspoloživost motora pri maksimalnom trajnom opterećenju uz temperaturu zraka na ulazu u puhalo od 45 °C. U ekstremnim uvjetima temperatura mora može biti i veća, npr. u lukama ili plitkim zaljevima sa slabom cirkulacijom mora, pa se postavlja alarm visoke temperature zraka za ispiranje cilindara na 55 °C. Takvi slučajevi se rijetko događaju u praksi, jer u takvim područjima obično brodovi plove sa smanjenim opterećenjem, odnosno manevarskom brzinom, pa će time i temperatura ispirog zraka biti manja.

Temperatura zraka na usisu u puhalo praktično je unutar područja intervala (5,45) °C. Na Sl. 5.39 prikazana je specifična potrošnja goriva, temperatura i tlak u kolektoru ispušnih plinova i ispirog zraka, za različite temperature zraka na usisu puhala. Dijagram je dobiven na simulacijskom modelu pri maksimalnom trajnom opterećenju motora. Rezultati simulacije

⁷ IACS (International Association of Classification Societies)-Međunarodna organizacija klasifikacijskih udruženja

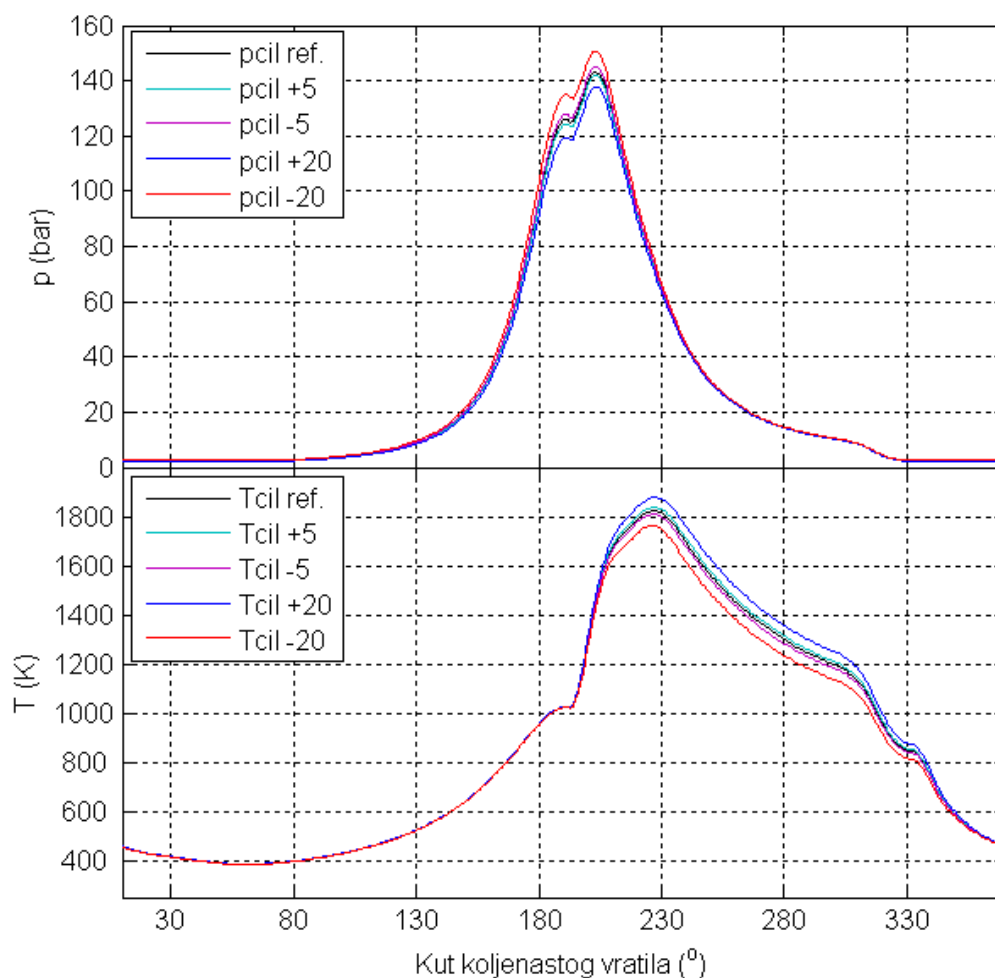
se odnose na referentnu temperaturu na ulazu u puhalo te za povišenu i sniženu temperaturu za 5 i 20 °C, što bi odgovaralo ekstremnim uvjetima. U slučaju niže temperature zraka na usisu u puhalo, veća je protočna masa zraka kroz puhalo, pa je veća i masa u kolektoru ispirnog zraka. Temperatura nakon rashladnika je povišena. Prema Sl. 5.39 u slučaju snižene temp. na usisu u puhalo za 20 °C tlak ispirnog zraka je povećan za 0.265 bara. Temperatura je također viša i to za 4,81 °C. Zbog većeg tlaka zraka za ispiranje cilindara, povećan je tlak kompresije.



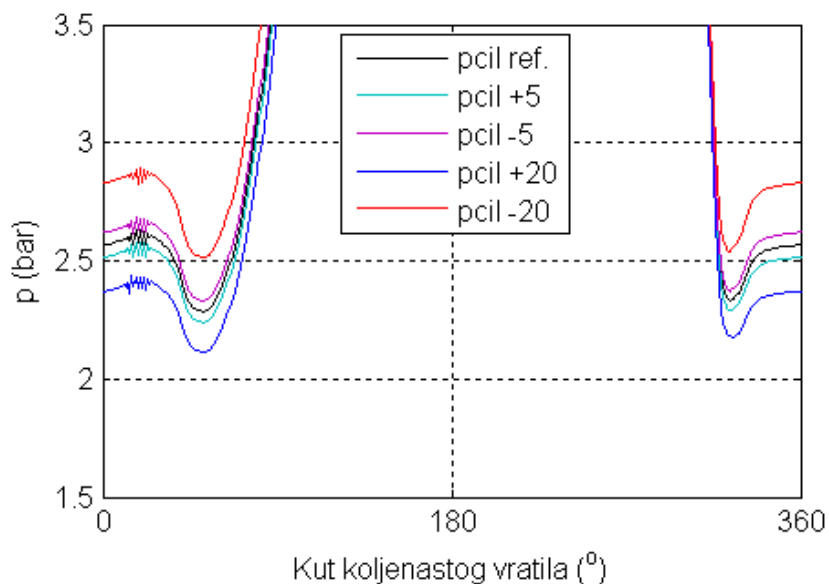
Sl. 5.39 Specifična potrošnja goriva, temperatura i tlak u kolektoru ispušnih plinova i ispirnog zraka, za različite temperature zraka na usisu puhalo

Prema Sl. 5.40 za isti primjer tlak kompresije je povećan za 11,3 bara (crvena linija). Uslijed povećanja tlaka kompresije postiže se veći pozitivni rad po ciklusu, pa je potrošnja goriva pri istom opterećenju motora manja. U promatranom primjeru potrošnja goriva je manja za 0,79 %. Temperatura plinova u cilindru motora je niža, zbog izgaranja manje količine goriva. Prema Sl. 5.40 maksimalna temperatura u promatranom primjeru, smanjenja temperature na usisu u puhalo za 20 °C, je niža za 63 °C (crvena linija) u odnosu na referentnu. Zbog niže temperature tijekom procesa u cilindru motora, niža je i temperatura ispušnih plinova, prema Sl. 5.39 (zeleni linija) temperatura je niža za 24 °C. Tlak u ispušnom kolektoru je viši, zbog veće količine ispušnih plinova, što je uvjetovano višim tlakom tijekom procesa ispiranja cilindara motora. Tlakovi plinova u cilindru motora tijekom faze ispiranja, za različite temperature zraka na usisu puhalo prikazani su na Sl. 4.41.

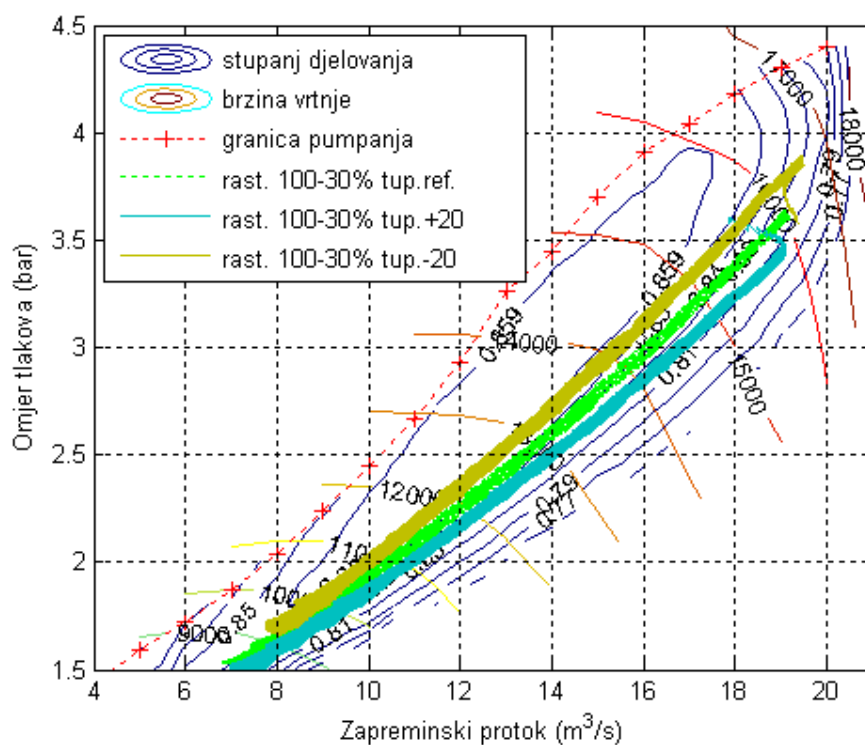
U slučaju više temperature zraka na ulazu u puhalo od referentne, iz Sl. 5.39, 5.40 i 5.41 opažaju se slične promjene kao i u opisanom slučaju snižavanja temperature, samo suprotnog predznaka.



Sl. 5.40 Tlak i temperatura plinova u cilindru motora tijekom jednog ciklusa, za različite temperature zraka na usisu puhalo



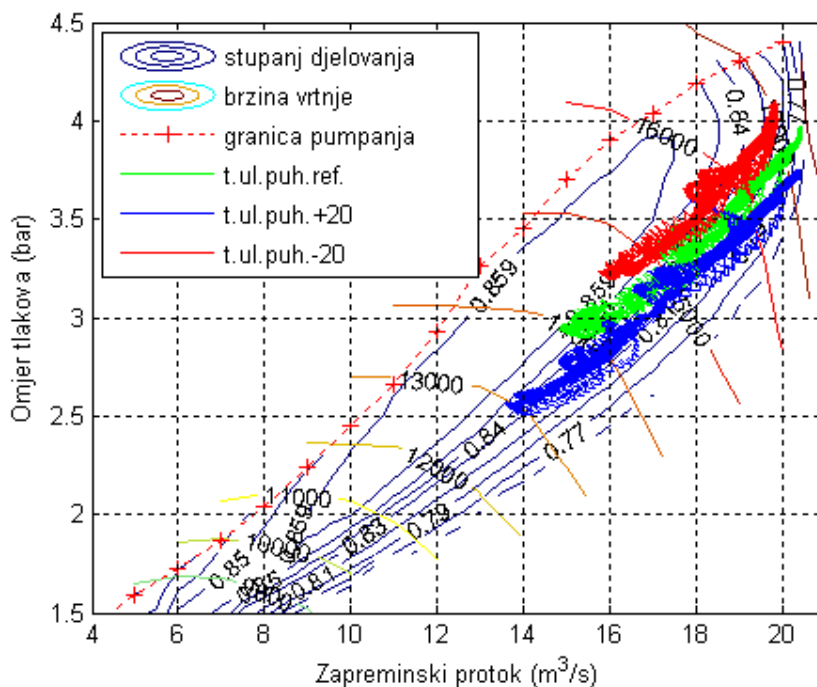
Sl. 5.41 Tlakovi plinova u cilindru motora tijekom faze ispiranja, za različite temperature zraka na usisu puhalo



Sl. 5.42 Promjena radne točke puhalo za vrijeme smanjenja opterećenja, mijenjanjem brzine vrtnje motora, za različite temperature zraka na usisu u puhalo

Na Sl. 5.42 prikazane su radne točke puhalo, za vrijeme promjene opterećenja motora od 100 do 30 %, smanjenjem brzine vrtnje i za različite temperature zraka na usisu puhalo. Zelenom bojom prikazani su rezultati simulacije za referentne uvjete. Plavom bojom prikazana je promjena radne točke puhalo, pri smanjenju opterećenja, pri povećanoj temperaturi zraka na usisu puhalo za 20 °C. Radne točke prikazane žutom bojom, dobivene su simulacijom uz sniženu temperaturu zraka na usisu puhalo za 20 °C u odnosu na referentnu temperaturu. Iz rezultata simulacije primjećuje se približavanje radnog područja puhalo granici pumpanja i to je značajnije istaknuto pri višim opterećenjima motora odnosno većem zapreminskom protoku zraka kroz puhalo. Utjecaj promjene temperature na usisu puhalo, prema navedenom primjeru, ne ugrožava siguran rad motora. U praksi postoji mogućnost promjene radnih značajki i zbog čitavog niza drugih okolnosti, uvjetovanih stanjem okoline ili pak tehničke prirode, npr. uobičajena je pojava povremenog onečišćenja turbine, filtra i sl. U tim okolnostima može doći do zbrajanja utjecaja na radne značajke i do dosezanja graničnih vrijednosti.

Na Sl. 5.43 prikazana je promjena radne točke puhalo za vrijeme simulacije promjene opterećenja motora na veoma uzburkanom moru (opisano u poglavlju 5.4.2.) i za različite temperature zraka na usisu puhalo. Zelenom bojom prikazani su rezultati simulacije za referentne uvjete. Plavom bojom prikazana je promjena radne točke puhalo u slučaju povećanja temperature zraka na usisu puhalo za 20 °C. Primjećuje se da su radne točke puhalo postavljene niže nego u referentnom slučaju, a zbog smanjenja omjera tlakova prije i poslije puhalo, smanjenja brzine vrtnje i time zapreminskog protoka zraka. U slučaju snižene temperature zraka na usisu puhalo za 20 °C, promjena radne točke prikazana je crvenom bojom. Primjećuje se da puhalo pri istim promjenama opterećenja dobavlja veću količinu zraka i radi s većim stupnjem djelovanja, ali se područje rada približava granici pumpanja.



Sl. 5.43 Promjena radne točke puhalo za vrijeme simulacije opterećenja motora na veoma valovitom moru, za različite temperature zraka na usisu puhalo

5.6. Radne značajke motora i turbopuhala pri onečišćenju turbine

Različite krute i tekuće nečistoće u ispušnim plinovima mogu prouzročiti koroziju, eroziju i naslage na elementima turbine i kompresora. Time se smanjuje stupanj djelovanja i vijek trajanja. Na stvaranje korozije utječu kemijski elementi i spojevi koji se nalaze u zraku, gorivu i ispušnim plinovima. Naslage na kompresoru obično su uzrokovane prašinom pomiješanom s uljnim parama iz strojarne. Korozija često nastaje u kombinaciji s vodom, pri određenim temperaturama i tlakovima. Kako bi se smanjio utjecaj korozije, površina sapnica i lopatica, zaštićuje se posebnim zaštitnim slojevima. Naslage na sapnicama i lopaticama turbine posebno su istaknute kod motora koji rade na teško gorivo, a sastoje se od neizgorelih anorganskih čestica iz goriva i čađe. Naslage smanjuju protočnu površinu kojom struje plinovi i stupanj djelovanja turbine.

U praksi se primjenjuju dva načina uklanjanja nečistoća s elemenata turbine. Suho pranje zrnima *granulama* promjera do 1,5 mm, i pranje vodom. Intervali čišćenja se određuju prema stupnju onečišćenja, individualno za svako postrojenje, a ovise i o režimu rada motora. Suho pranje odnosno čišćenje granulama u praksi se provodi svakih 1 do 2 dana, a pranje vodom svakih 8 do 10 dana. Prije procesa pranja potrebno je opterećenje motora smanjiti, kako bi se spriječila nagla centrifugalna i toplinska naprezanja za vrijeme procesa pranja.

Značajke turbopuhala u određenoj mjeri utječu na potrošnju goriva, temperaturu ispušnih plinova, te emisiju NO_x plinova i krutih nečistoća.

Sporohodni dvotaktni motori imaju trend rasta srednjeg efektivnog tlaka. Takvi trendovi zahtijevaju veći omjer tlakova na prirubnicama turbopuhala, kako bi se zadržao dovoljan pretičak zraka za kvalitetno izgaranje. Istovremeno, primjenom suvremenijih tehničkih rješenja, raste i stupanj djelovanja turbopuhala, pa se dovoljna količina zraka dobiva iz manje količine ispušnih plinova. Već 1997. godine sniženi su ispirni kanali na košuljici motora, čime je produljena ekspanzija, te smanjena potrošnja goriva.

Pri izboru turbopuhala utvrđuje se radno područje s određenom rezervom obzirom na granicu pumpanja (uobičajeno 15 %). Za vrijeme eksploatacije motora radna točka puhalo može se približiti granici pumpanja. Tome može biti uzrok istrošenost rasprskavača goriva, višak ulja za podmazivanje motora, kvar na zaklopkama ispirnog zraka, ali često i neki nedostatak vezan za sustav turbopuhala. Na značajke rada turbopuhala utječu i promjene izazvane onečišćenjem na raznim mjestima. Često se događa pad tlaka u strojarnici uslijed nedovoljne ventilacije, onečišćenje filtra zraka kompresora, rashladnika zraka, usisne mreže ispred turbine, sapnica i lopatica turbine, generatora pare na ispušne plinove ili ispušnog voda itd. Navedeni primjeri u praksi mogu uzrokovati povećanje temperature ispušnih plinova, uslijed čega se povećava toplinsko opterećenje motora i potrošnja goriva.

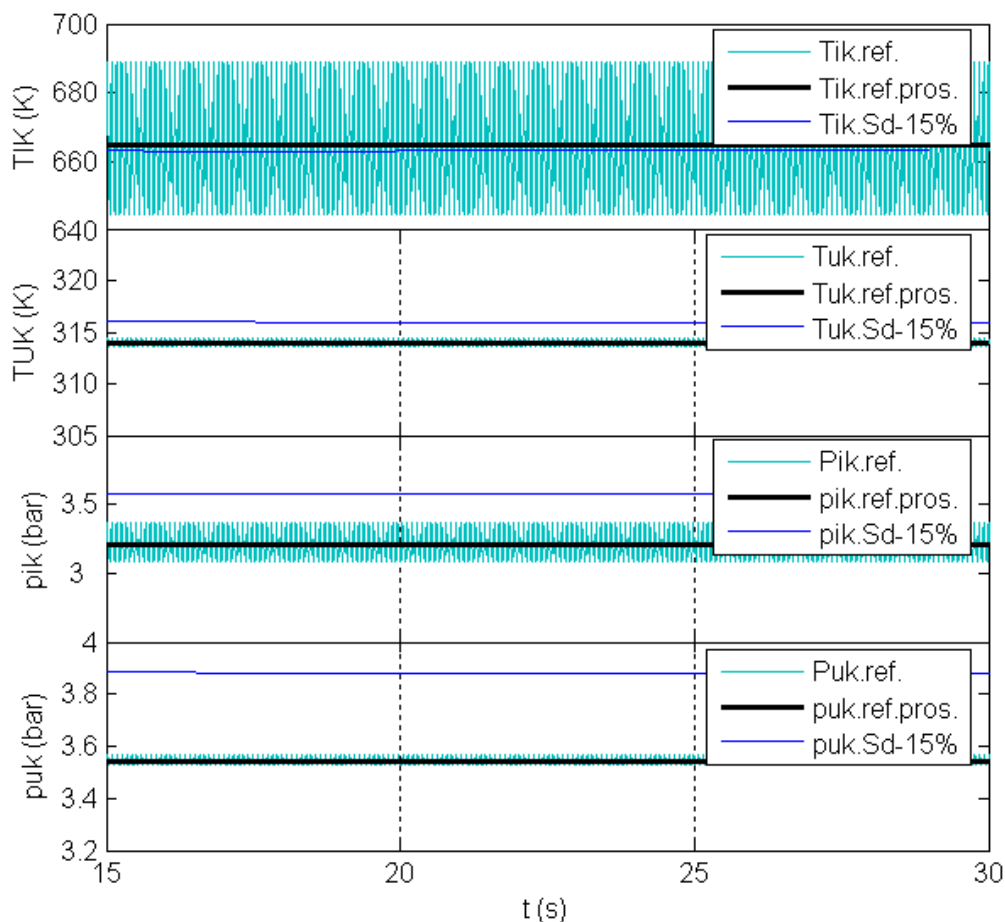
Kako bi se što bolje istražio utjecaj onečišćenja turbine na radne značajke motora i turbopuhala, koristi se numerička simulacija primjenom modela opisanog u ovom radu. Istražuju se dva primjera, u kojima se simulira smanjenje protočne površine sapničkog kola i smanjenje stupnja djelovanja uslijed povećanih gubitaka, nastalih onečišćenjem sapnica i lopatica turbine na ispušne plinove. Polja značajki turbine i puhalo dobivena su od proizvođača motora i prikazana su u poglavlju (5.1.). Podaci za smanjenje stupnja djelovanja uslijed onečišćenja turbine, dobiveni su od proizvođača turbopuhala, te se uz njegovo dopuštenje koriste u ovom radu. Podaci su dobiveni mjerenjem i u funkciji su omjera tlakova prije i poslije turbine.

5.6.1. Radne značajke motora i turbopuhala pri smanjenju protočne površine sapničkog kola turbine uslijed onečišćenja

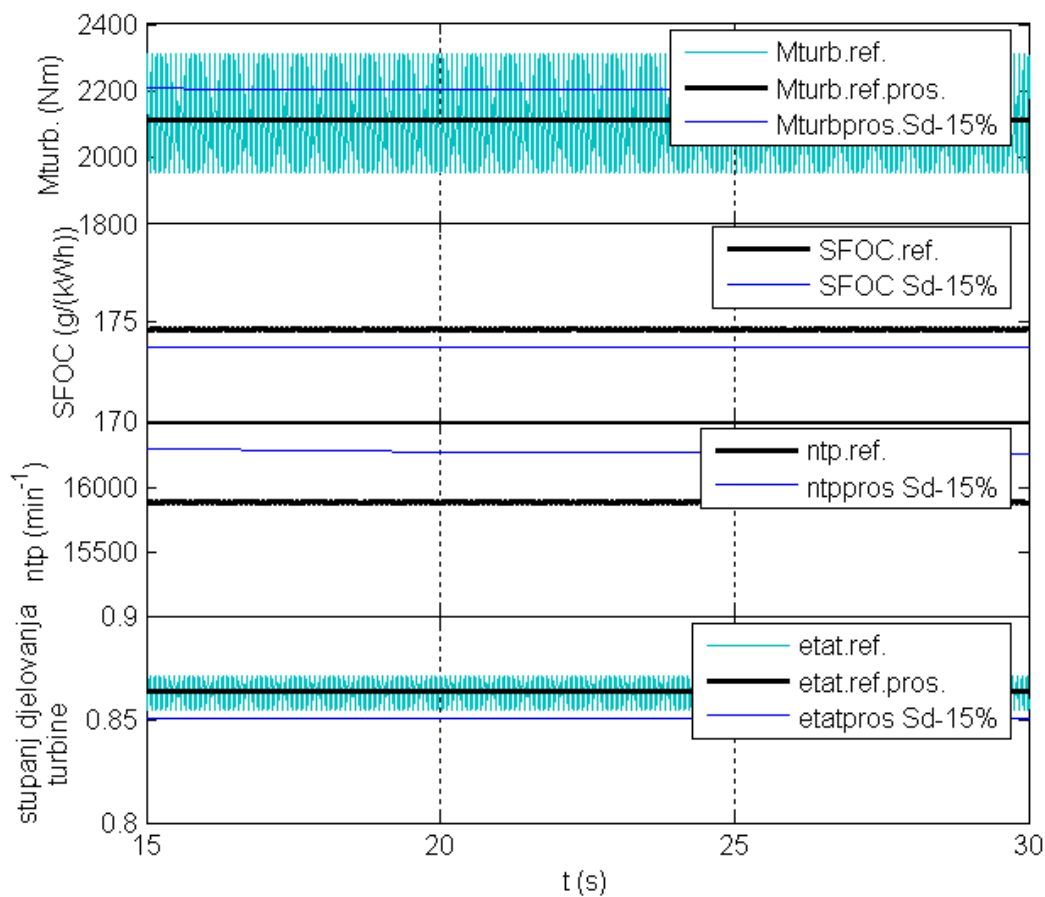
Promatra se slučaj smanjenja protočne površine sapničkog kola turbine uslijed onečišćenja. Utjecaj onečišćenja na stupanj djelovanja uslijed gubitaka koji pritom mogu nastati, kao i eventualno onečišćenje lopatica u ovom primjeru se zanemaruje.

Rezultati simulacije prema Sl. 5.44 i 5.45, prikazuju radne značajke motora i turbopuhala koje su dobivene simulacijom rada motora pri 100 % opterećenju i sa smanjenom protočnom površinom sapničkog kola za 15 % u odnosu na referentnu.

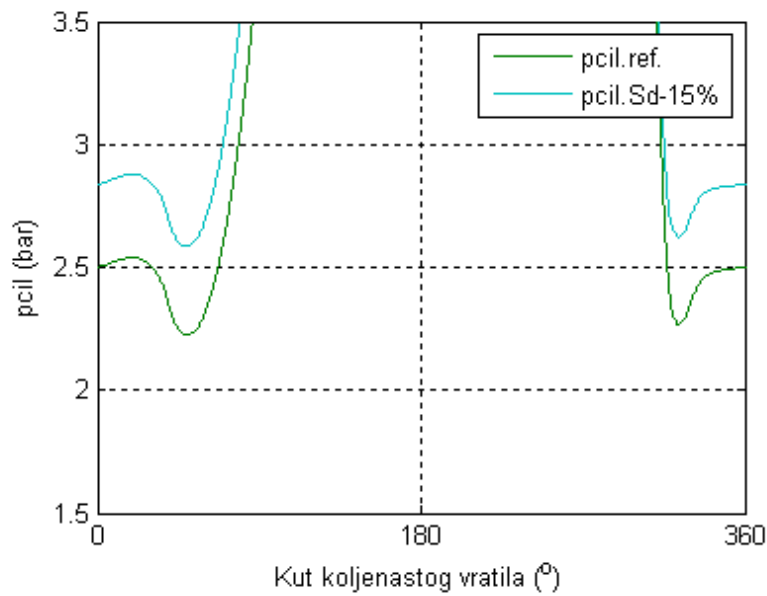
Pri smanjenju protočne površine sapničkog kola, dolazi do porasta tlaka u kolektoru ispušnih plinova. Zbog većeg omjera tlakova prije i poslije turbine, veći je moment na osovini turbopuhala, zbog čega raste brzina vrtnje, te je dobava kompresora veća u odnosu na referentnu. Veća dobava zraka uzrokuje veći tlak u kolektoru ispirnog zraka. Proces izmjene radnog medija odvija se na višem tlaku, što se vidi prema Sl. 5.46. Tlak na početku kompresije je veći u odnosu na referentni, pa je time tlak kompresije kao i maksimalni tlak u cilindru za vrijeme izgaranja veći.



Sl. 5.44 Značajke motora pri 100 % opterećenju, za referentnu protočnu površinu sapničkog kola i smanjenu za 15 %

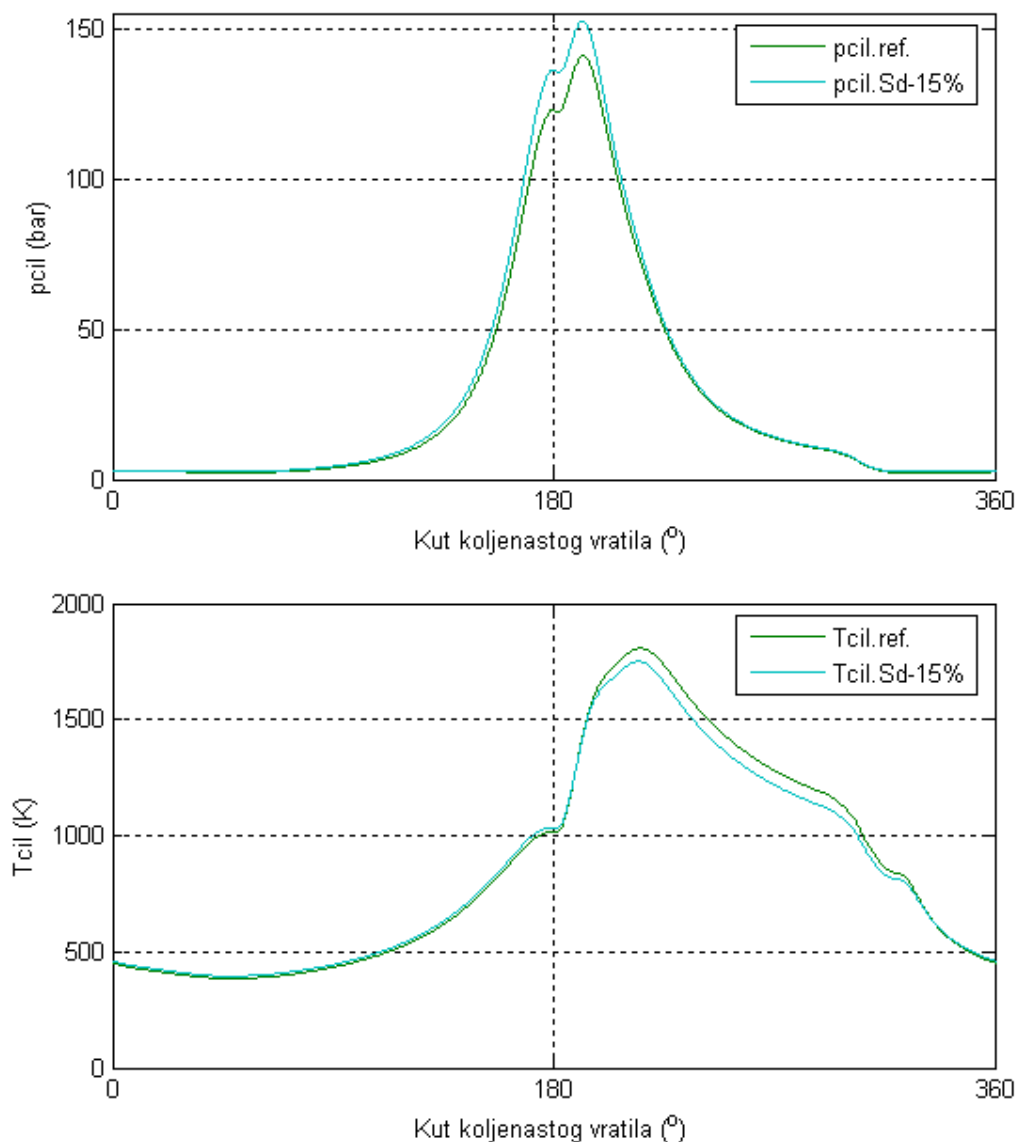


Sl. 5.45 Značajke motora pri 100 % opterećenju, za referentnu protočnu površinu sapničkog kola i smanjenu za 15 %



Sl. 5.46 Tlak u cilindru motora pri 100 % opterećenju za vrijeme izmjene radnog medija

Dijagram tlaka i temperature u cilindru motora, prikazan je na Sl. 5.47. Zbog većeg rada po ciklusu, koji bi se ostvario uz referentnu količinu goriva, regulator dobavlja manju količinu goriva, pa motor radi s manjom specifičnom potrošnjom goriva. Zbog izgaranja manje količine goriva, oslobađa se manje toplinske energije, pa je temperatura u cilindru niža od referentne. Temperatura ispušnih plinova je također niža, što uz znatno povećanje tlaka u kolektoru ispušnih plinova, rezultira s neznatno nižom temperaturom od referentne u kolektoru ispušnih plinova. Zbog povećanja zapreminskog protoka zraka, opaža se malo povećanje temperature u kolektoru zraka za ispiranje cilindra. U navedenom primjeru smanjenja protočne površine sapničkog kola turbine za 15 %, dolazi do smanjenja stupnja djelovanja za 2,2 %. Ovakav slučaj smanjenja protočne površine sapničkog kola, bez povećanja gubitaka i time dodatnog smanjenja stupnja djelovanja u praksi je nemoguć.

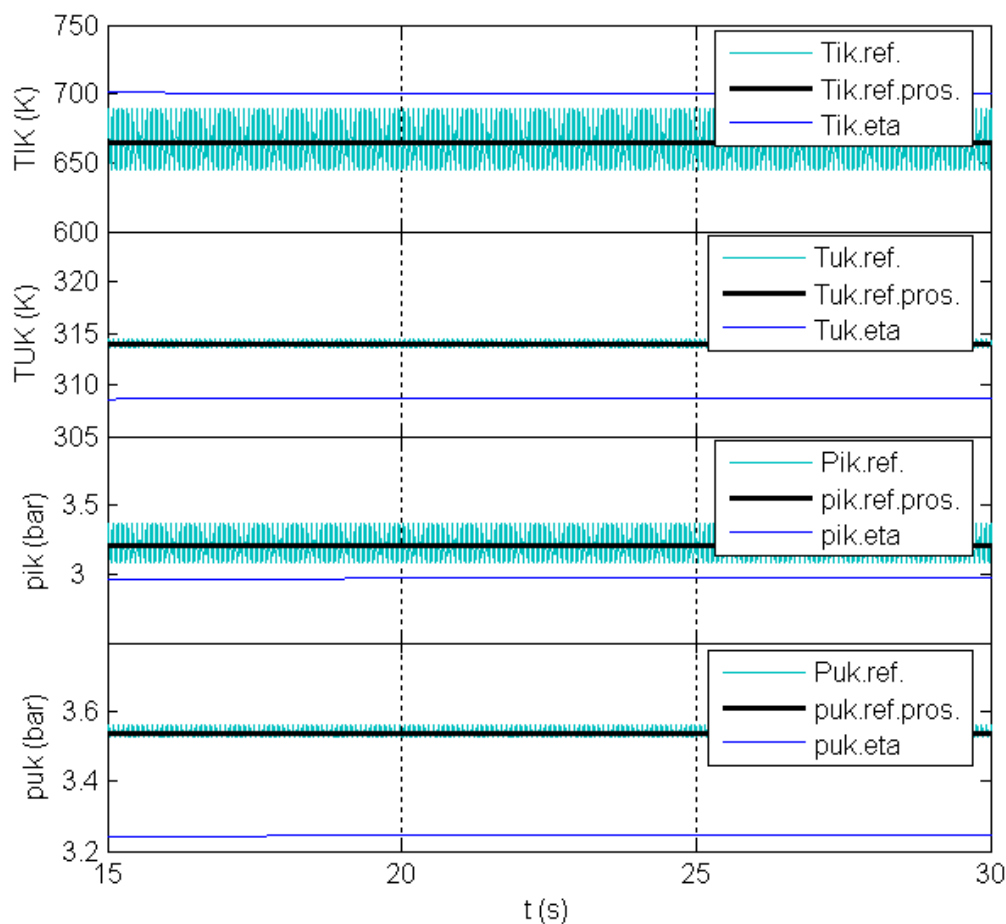


Sl. 5.47 Tlak i temperatura u cilindru motora, pri 100 % opterećenju, za referentnu protočnu površinu sapničkog kola i smanjenu za 15 %

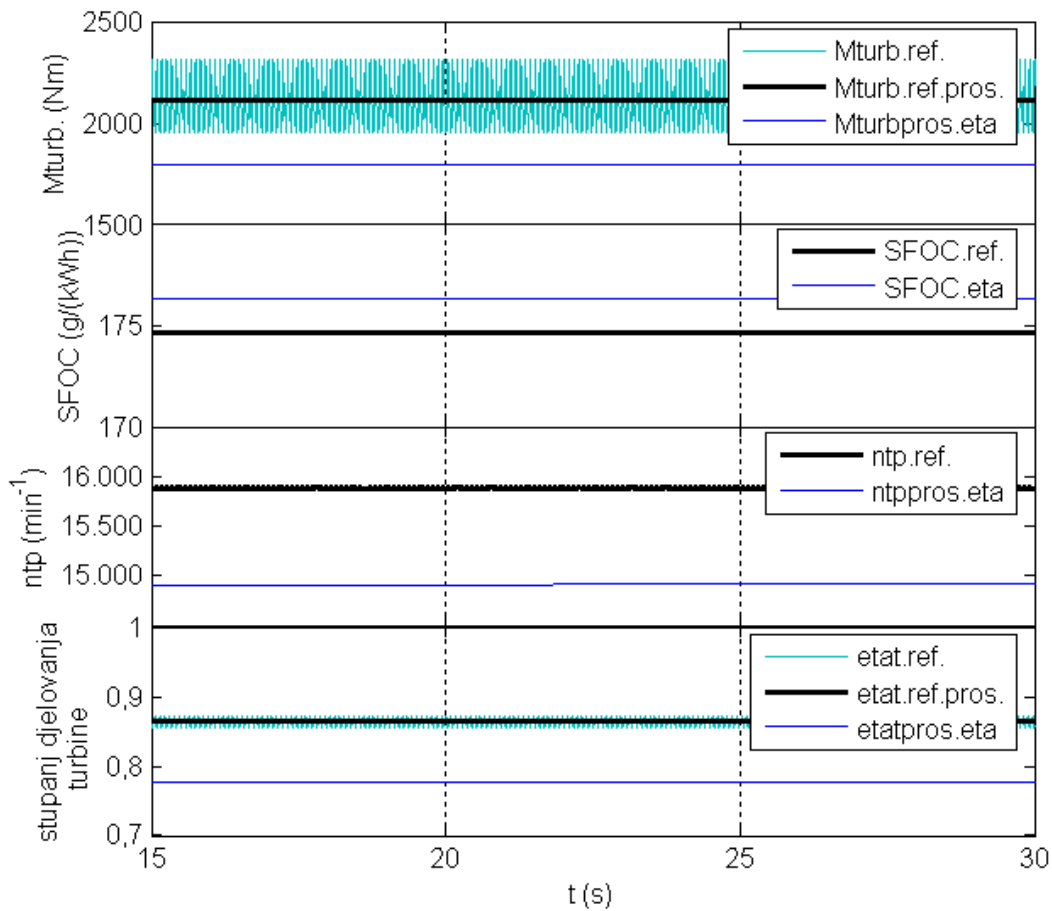
5.6.2. Radne značajke motora i turbopuhala pri smanjenom stupnju djelovanja turbine zbog povećanih gubitaka uslijed onečišćenja.

U sljedećem primjeru analiziraju se radne značajke motora i turbopuhala, pri smanjenju stupnja djelovanja turbine za 10 %. Radne značajke se analiziraju za radnu točku motora pri 100 % opterećenju i uz pretpostavku da nije smanjen protočni presjek sapničkog kola.

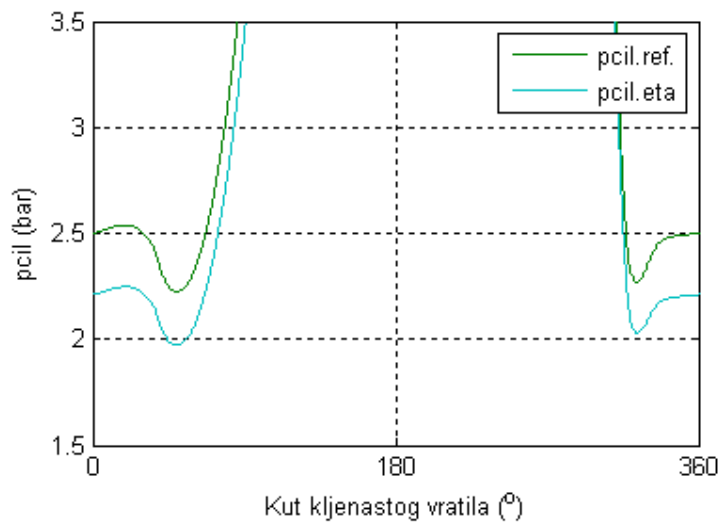
Rezultati simulacije su prikazani na Sl. 5.48 i 5.49. Zbog manjeg stupnja djelovanja turbine, moment na osovini turbopuha je manji nego u referentnom slučaju, uslijed čega je i manja brzina vrtnje rotora puhalo. Puhalo dobavlja manju količinu zraka, pa je očigledan pad tlaka u kolektoru zraka za ispiranje. Zbog manjeg protoka zraka kroz rashladnik, pada i temperatura zraka u kolektoru zraka za ispiranje cilindara. Proces izmjene radnog medija odvija se na nižem tlaku, što se vidi prema Sl. 5.50. Tlak na početku kompresije je manji u odnosu na referentni, pa je time tlak kompresije kao i maksimalni tlak u cilindru za vrijeme izgaranja manji. Dijagram tlaka i temperature u cilindru motora za vrijeme jednog radnog ciklusa, prikazan je na Sl. 5.51.



Sl. 5.48 Značajke motora pri 100 % opterećenju, za referentne parametre i za smanjen stupanj djelovanja turbine za 10 %



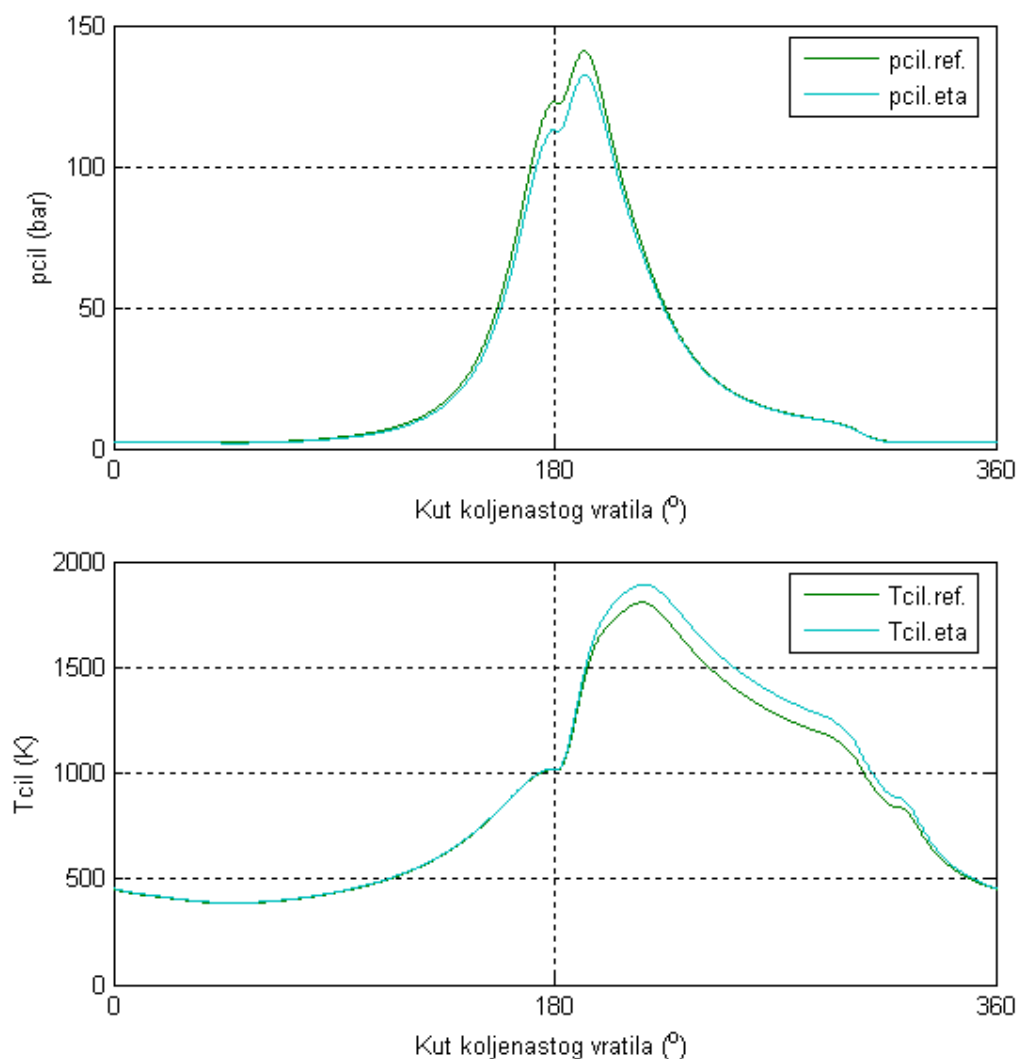
Sl. 5.49 Značajke motora pri 100 % opterećenju, za referentne parametre i za smanjen stupanj djelovanja turbine za 10 %



Sl. 5.50 Tlak u cilindru motora pri 100 % opterećenju za vrijeme izmjene radnog medija, za referentne parametre i za smanjen stupanj djelovanja turbine za 10 %

Zbog manjeg rada po ciklusu, koji bi se ostvario uz referentnu količinu goriva, regulator dobavlja veću količinu goriva, pa motor radi s većom specifičnom potrošnjom goriva. U cilindru izgara veća količina goriva, oslobađa se više toplinske energije, pa je temperatura u cilindru viša od referentne. Temperatura ispušnih plinova je također viša, što uzrokuje povećanje temperature plinova u kolektoru ispušnih plinova. Smanjenjem stupnja djelovanja turbine dolazi do povećanog toplinskog opterećenja motora.

Slučaj smanjenja stupnja djelovanja bez istovremenog smanjenja protočne površine, analiziran je samo u teoretske svrhe i u praksi je moguć uz istovremeno smanjenje i protočne površine sapničkog kola turbine.



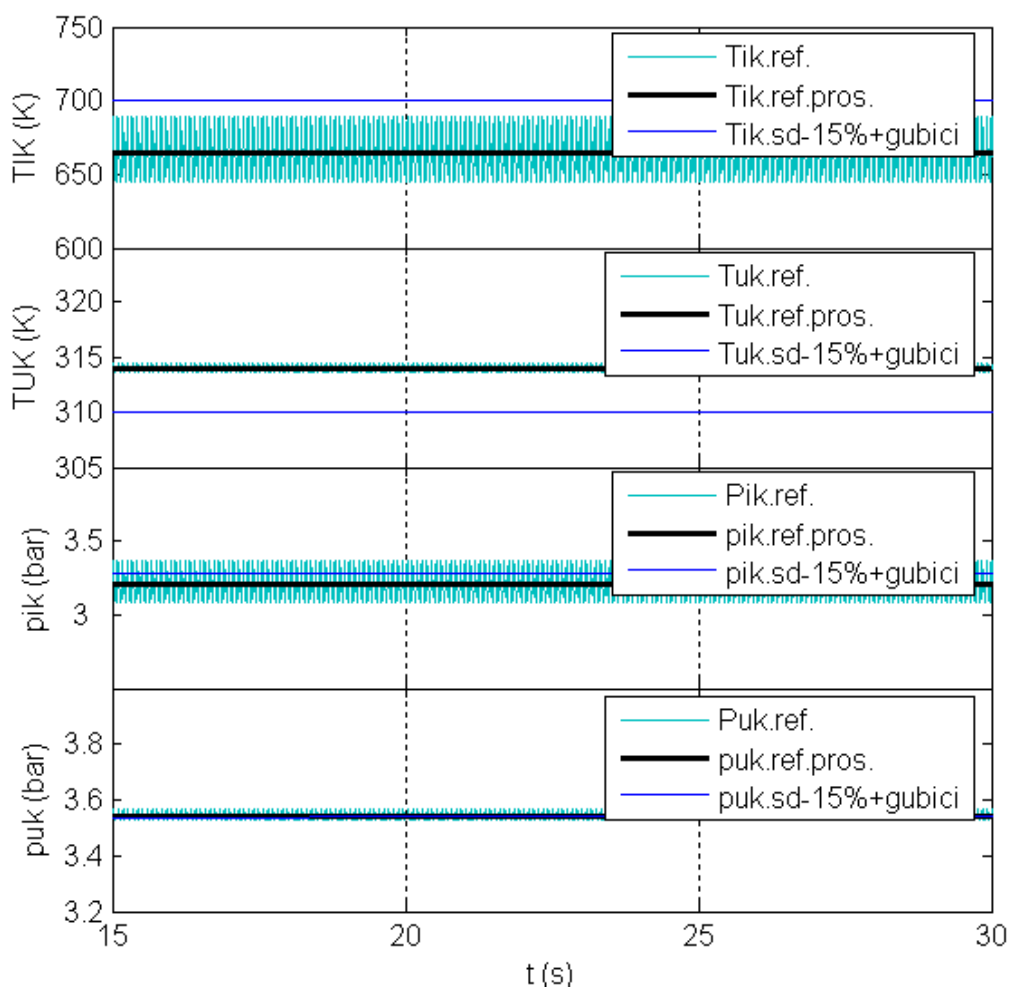
Sl. 5.51 Tlak i temperatura u cilindru motora, pri 100 % opterećenju, za referentne parametre i za smanjen stupanj djelovanja turbine za 10 %

5.6.3. Radne značajke motora i turbopuhala pri smanjenju protočne površine sapničkog kola turbine i smanjenom stupnju djelovanja uslijed onečišćenja, a prema izmjerenim podacima

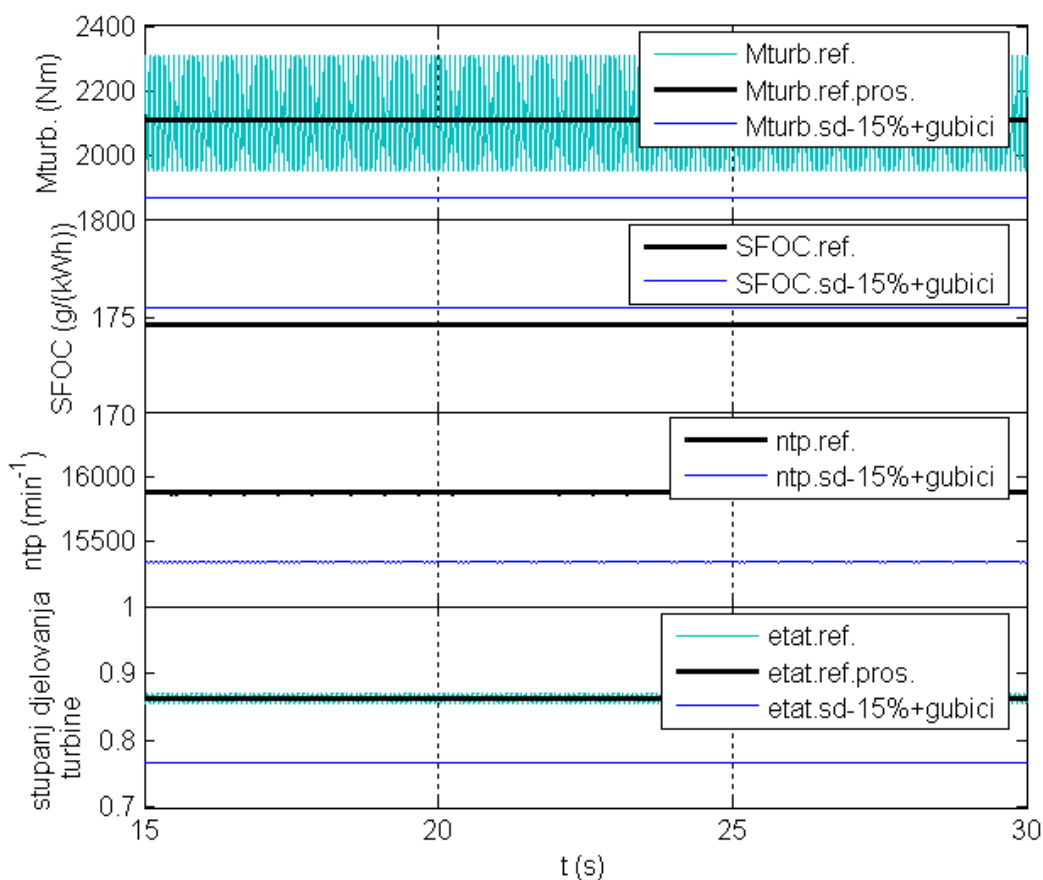
Brodski motori koji rade na teško gorivo izloženi su onečišćenju turbine. Pri onečišćenju turbine dolazi do smanjenja protočne površine sapničkog kola, kao i smanjenja stupnja djelovanja, što utječe na radne značajke motora i turbopuhala.

Rezultati mjerenja koji su dobiveni od proizvođača turbopuhala koje se obrađuje u ovom radu, uspostavljaju vezu između smanjenja protočne površine sapničkog kola i povećanja gubitaka, koji smanjuju stupanj djelovanja turbine. Funkcija dobivena mjerenjima, nije linearna, a kao primjer odabire se smanjenje protočne površine od 15 %, pri čemu dolazi do povećanja gubitaka koji smanjuju stupanj djelovanja za 10 %.

Na Sl. 5.52 i 5.53 prikazani su rezultati simulacije rada motora s turbopuhalom kojem je smanjena protočna površina sapničkog kola za 15 % u odnosu na referentnu i dodatno smanjen stupanj djelovanja za 10 % u odnosu na referentni.



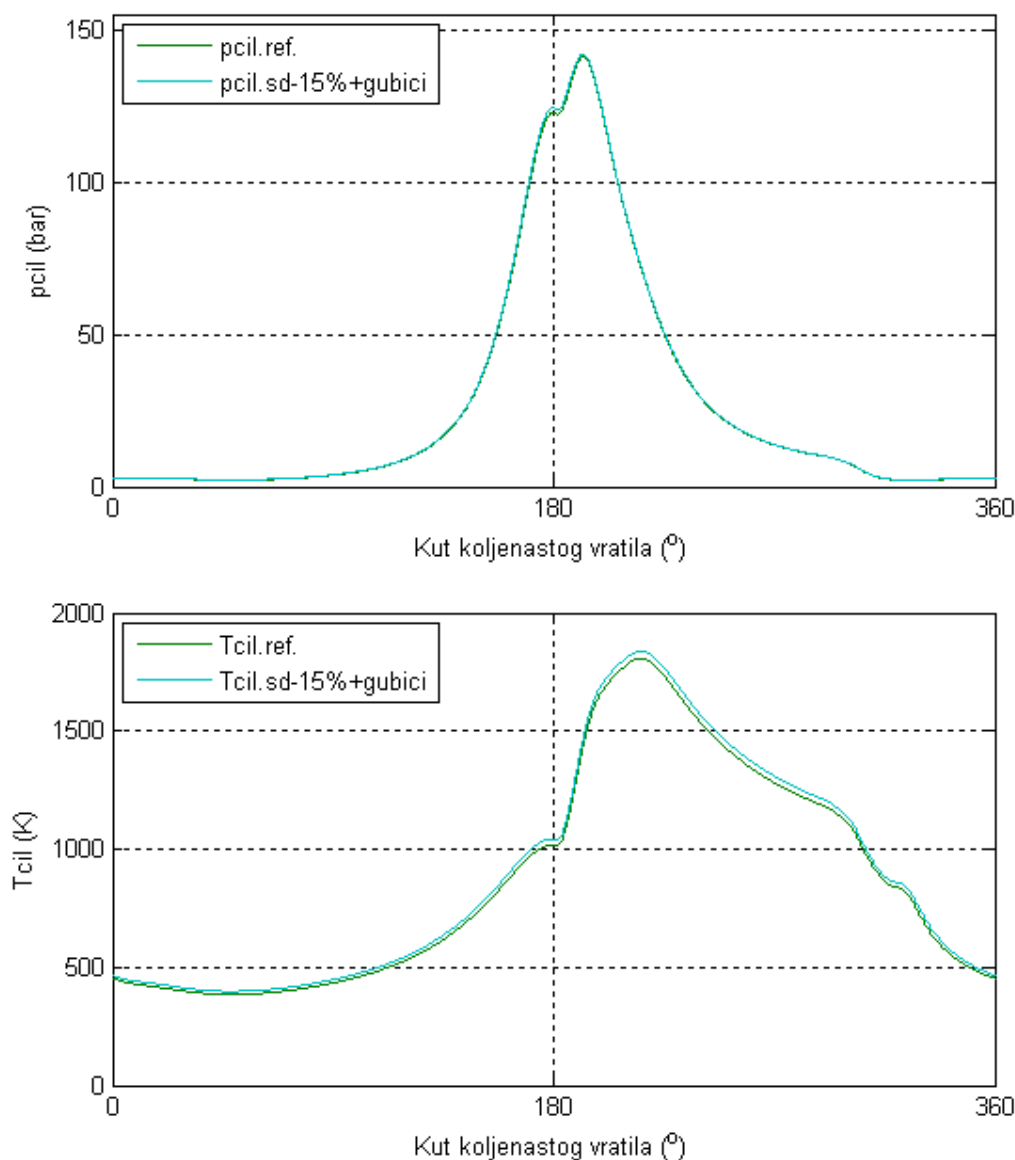
Sl. 5.52 Značajke motora pri 100 % opterećenju, za referentne parametre i za onečišćenu turbinu sa smanjenom protočnom površinom za 15 % i ekvivalentnim gubicima



Sl. 5.53 Značajke motora pri 100 % opterećenju, za referentne parametre i za onečišćenu turbinu sa smanjenom protočnom površinom za 15 % i ekvivalentnim gubicima

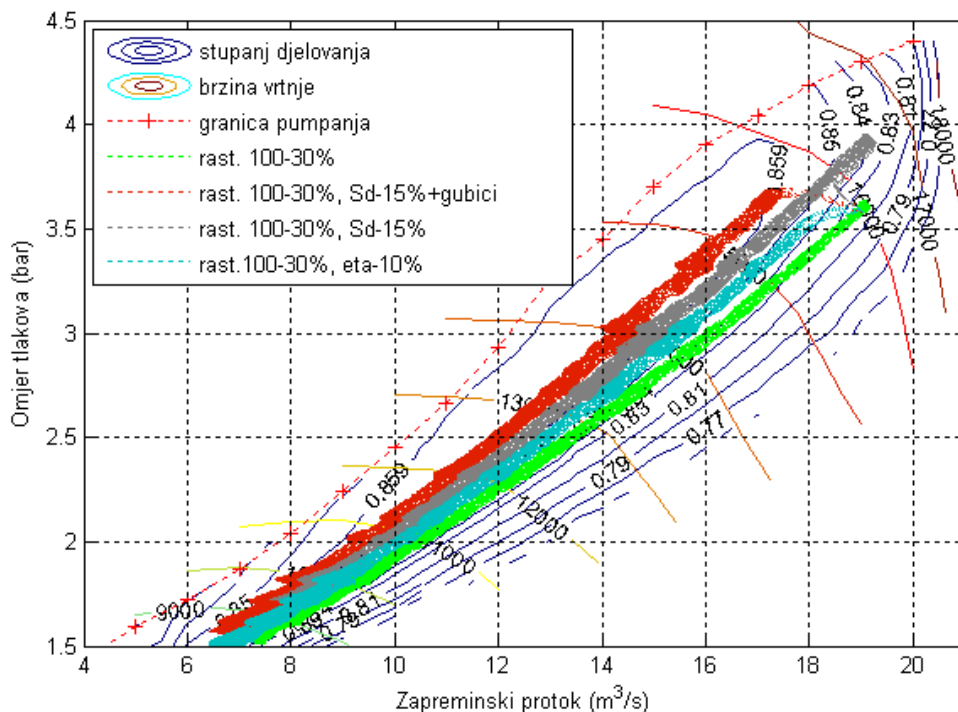
Analizom rezultata primjećuje se utjecaj smanjenja protočnog presjeka, kao i smanjenja stupnja djelovanja, a prema prethodno analiziranim pojedinačnim primjerima. Porast tlaka u kolektoru ispušnih plinova uslijed smanjene protočne površine, umanjen je zbog utjecaja smanjenja stupnja djelovanja. Povećani gubici utječu na smanjenje momenta na osovini turbopuhala, što uvjetuje smanjenje brzine vrtnje, pa je zapreminski protok zraka manji od referentnog za 11 %. Zbog manjeg protoka zraka kroz rashladnik, niža je temperatura zraka u kolektoru zraka za ispiranje, time je masa zraka povećana, što rezultira gotovo nepromijenjenim tlakom u kolektoru zraka za ispiranje. Zbog povećanog tlaka i temperature u kolektoru ispušnih plinova, dolazi do povećanja temperature tijekom procesa izmjene radnog medija *ispiranja*, pa je i cijeli proces na nešto višoj temperaturi. Osim toga specifična potrošnja goriva je povećana pa se i oslobađa veća količina toplinske energije u cilindru motora. Analizom dijagrama tlaka u cilindru prema Sl. 5.54 primjećuje se mali porast tlaka tijekom faze ispiranja, te mali porast tlaka kompresije.

Onečišćenje turbopuhala nepovoljno utječe na radne značajke motora. Povećava se specifična potrošnja goriva i motor je toplinski opterećeniji. Motor radi s manjim pretičkom zraka u cilindrima, pa je time povećana mogućnost nepotpunog izgaranja i ubrzan proces daljnjeg onečišćenja turbine čađom. Onečišćenje turbine značajno utječe na rad puhalo.

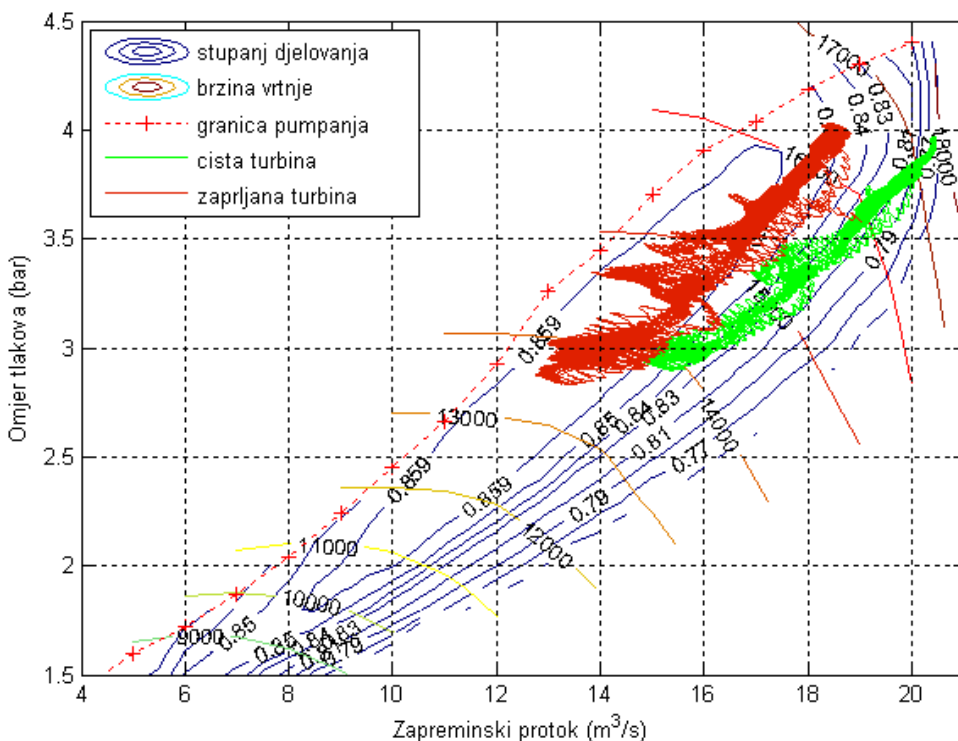


Sl. 5.54 Tlak i temp. u cilindru motora, pri 100 % opterećenju, za referentne parametre i za onečišćenu turbinu sa smanjenom protočnom površinom za 15 % i ekvivalentnim gubicima

Na Sl. 5.55 prikazane su radne točke puhalo, za vrijeme promjene opterećenja motora od 100 do 30 %, smanjenjem brzine vrtnje i za različite primjere onečišćenja turbine. Zelenom bojom prikazani su rezultati simulacije za referentne uvjete (čista turbina). Plavom bojom prikazana je promjena radne točke puhalo za turbinu kojoj je smanjen stupanj djelovanja za 10 %. Radne točke prikazane sivom bojom, dobivene su simulacijom uz smanjenu protočnu površinu sapničkog kola za 15 %. Rezultati simulacije pri onečišćenju turbine smanjenjem protočnog presjeka za 15 %, uz smanjenje stupnja djelovanja za 10 %, uslijed povećanih gubitaka, prikazani su crvenom bojom. Takav slučaj koji je u praksi moguć, ima najnepovoljniji utjecaj na puhalo i radne točke najviše približava granici pumpanja, smanjuje rezervu dobave zraka motoru na pola, u odnosu na referentne uvjete s čistom turbinom.



Sl. 5.55 Promjena radne točke puhalo za vrijeme smanjenja opterećenja, mijenjanjem brzine vrtnje motora, za različite protočne površine i efikasnosti turbine



Sl. 5.56 Promjena radne točke puhalo za vrijeme simulacije opterećenja motora na veoma uzburkanom moru za slučaj čiste i onečišćene turbine

Na Sl. 5.56 prikazana je promjena radne točke puhalo za vrijeme simulacije promjene opterećenja motora na veoma uzburkanom moru (opisano u poglavlju 5.4.2.), za slučaj čiste i onečišćene turbine. Onečišćenje turbine simulirano je smanjenjem srednje protočne površine sapničkog kola turbine za 15 % i smanjenjem stupnja djelovanja uslijed povećanih gubitaka za 10 %. Analizom rezultata utvrđuje se da je radna točka puhalo u slučaju onečišćenja turbine, prikazano crvenom bojom, gotovo dosegula granicu pumpanja puhalo. Pri onečišćenju turbine dolazi do smanjenja momenta i brzine vrtnje na osovini turbopuhala, uslijed čega se smanjuje zapreminski protok zraka. Omjer tlakova prije i poslije puhalo pritom ostaje gotovo nepromijenjen, pa su u polju značajki puhalo, radne točke pomaknute ulijevo, u odnosu na rezultate simulacije s čistom turbinom, što je prikazano zelenom bojom.

6. ZAKLJUČAK

Za ocjenjivanje kvalitete i pouzdanosti dizelskog motornog propulzijskog sustava u otežanim uvjetima, u ovom je radu izrađen nultodimenzionalni model.

Model se sastoji od komponenata čiji su matematički opisi izvedeni iz osnovnih zakona mehanike, termodinamike, prijenosa topline i dinamike fluida, a međusobno su povezani tokovima za prijenos mase i energije. Numerički model je implementiran na elektroničkom računalu uz korištenje računalne aplikacije MATLAB 7.0 – SIMULINK. Tako izrađen model, za vrijeme simulacije u svakom koraku, omogućuje istodobno praćenje svih veličina koje su uključene u model, što znatno olakšava analizu utjecajnih čimbenika na parametre koji se istražuju. Osim toga, simulacijski model omogućuje interaktivan rad između korisnika i računalne aplikacije na način proizvoljnog mijenjanja parametara za vrijeme simulacije, što znači da se postavljena hipoteza istraživača može vrlo brzo i jednostavno provjeriti. Uz male izmjene i unošenje odgovarajućih parametara, predložen simulacijski model može se primijeniti za bilo koji propulzijski sustav s dvotaktnim dizelskim motorom s prednabijanjem i uzdužnim ispiranjem cilindra. U ovom radu simulacijski model je primijenjen za analizu dizelskog motornog propulzijskog sustava, koji se sastoji od dvotaktnog sporohodnog dizelskog motora s prednabijanjem i vijčanog propulzora s nepomičnim krilima.

Ispitivanjem modela postignut je visok stupanj poklapanja između proračunatih i izmjerenih radnih značajki motora na ispitnom stolu, za stacionarne radne točke u širokom rasponu opterećenja od 25 do 110 %. Značajke za stacionarne radne točke dobivene su tako da je motor doveden u stacionarnu radnu točku pri 100 % opterećenja, a zatim su uz promjenu zadane brzine vrtnje, odnosno količine goriva, postignuti radni parametri za ostala promatrana opterećenja. Također su promatrane promjene radnih značajki prilikom prijelaznih pojava rasterećenja i opterećenja, uz standardno postavljene parametre regulatora. Usporedbom dobivenih rezultata s izmjerenim, te dostupnim u literaturi, zaključuje se da simulacijski model radi u skladu s realnim sustavom.

Na modelu je detaljno ispitan utjecaj zaustavljanja dobave goriva jednom cilindru na radne značajke motora. Provedene analize pokazuju da u slučaju nominalnog ograničenja poluge goriva, dolazi do značajnog smanjenja snage i brzine vrtnje motora, dok preostali cilindri rade pri maksimalnom trajnom opterećenju. Podizanjem granice poluge goriva, motor postiže zadanu brzinu vrtnje, ali je opterećenje preostalih cilindra veće od dopuštenog. Zaključuje se da smanjenje ili prekidanje dobave goriva jednom cilindru, treba izvesti bez poništavanja ili podizanja granice pomaka poluge goriva, pritom se preporučuje smanjenje opterećenja motora, smanjenjem zadane brzine vrtnje, čime se smanjuje mogućnost nastajanja problema vezanih za rad motora na graničnom momentu, koji je u slučaju neravnomjerne dobave goriva neravnomjerno raspoređen po cilindrima.

Promjene značajki propulzijskog sustava pri naglim promjenama opterećenja vijka, ovise o inerciji sustava, ali i o brzini promjene momenta koji se razvija na osnovu energije koja se oslobađa izgaranjem goriva u cilindrima motora. U modelu koji je obrađen u radu, regulator je modeliran prema osnovnim načelima PID regulacijskog djelovanja, te su dodane funkcije koje poboljšavaju odziv sustava. Posebno je postavljena i analizirana funkcija modula zaštite od velike brzine vrtnje. Modul ima funkciju omogućavanja rada motora blizu granice brzine vrtnje pri maksimalnoj trajnoj snazi, a bez opasnosti aktiviranja sustava zaštite od prevelike brzine vrtnje, pri naglim rasterećenjima motora. Analizirano je pet načina poboljšanja odziva, pri nagloj promjeni opterećenja, pomoću dodatnih funkcija regulacijskog sustava motora. Nizom ispitivanja provedenih na modelu ponuđeno je najpovoljnije rješenje, prema kojem pri

naglom rasterećenju od 50 %, ne dolazi do aktiviranja modula zaštite od prevelike brzine vrtnje.

Za istraživanje utjecaja promjene opterećenja pri plovidbi po veoma uzburkanom moru, iz literature je uzeta funkcija promjene momenta motora u vremenu, koja je dobivena mjerenjem na sličnom brodu. Analiza radnih značajki motora i turbopuhala pri naglim promjenama opterećenja, provedena je uz postavku referentnih uvjeta okoline i besprijekornog tehničkog stanja svih sustava motora. Analizom rezultata dobivenih na simulacijskom modelu proizlazi da je pri plovidbi po veoma uzburkanom moru, povoljno izabrati radnu točku motora, na nižem opterećenju. Time se povećava interval do granice aktiviranja modula zaštite od velike brzine vrtnje, te motor radi s manjim oscilacijama brzine vrtnje. U promatranom primjeru utvrđena je najniža vrijednost pretička zraka od 1,66, pa se može zaključiti da su granice poluge goriva, obzirom na tlak zraka za ispiranje dobro postavljene, te da neće doći do pojave nepotpunog izgaranja.

Osim pri referentnim uvjetima okoline, provedena je analiza radnih značajki motora i turbopuhala pri različitim temperaturama zraka na usisu puhala, pri maksimalnom trajnom opterećenju motora. U slučaju niže temperature na usisu puhala za 20 °C, tlak ispirog zraka se povećava za 0,265 bara, a temperatura za 4,81 °C. Tlak kompresije se povećava za 11,3 bara, te se postiže veći pozitivni rad ciklusa, a potrošnja goriva se smanjuje za 0,79 %. Maksimalna temperatura za vrijeme procesa je niža za 63 °C u odnosu na referentnu, pa je i temperatura ispušnih plinova niža za 24 °C. U slučaju snižene temperature zraka na usisu puhala za 20 °C, posebno se ističe porast dobave zraka, te puhalo radi s većim stupnjem djelovanja, ali se radna točka približava granici pumpanja. U slučaju više temperature zraka na usisu puhala od referentne, opažaju se slične pojave, ali suprotnog predznaka.

Primjenom modela opisanog u ovom radu istražen je utjecaj onečišćenja turbine na radne značajke motora i turbopuhala. Analiza je provedena na dva teoretska primjera u kojima se simulira smanjenje protočne površine sapničkog kola i smanjenje stupnja djelovanja uslijed povećanih gubitaka, koji nastaju onečišćenjem sapnica i lopatica turbine na ispušne plinove. Osnovom rezultata provedenih simulacija teoretskih primjera i rezultata simulacije primjera u kojem je smanjena protočna površina sapničkog kola turbine uz istovremeno smanjenje stupnja djelovanja turbine, provedena je analiza radnih značajki motora i turbopuhala. Analizom rezultata proizlazi da se uslijed onečišćenja turbine povećava specifična potrošnja goriva i toplinsko opterećenje motora, uz smanjenje pretička zraka. Posebno je značajan utjecaj onečišćenja turbine na rad puhala. Pri smanjenju protočnog presjeka za 15 %, uz smanjenje stupnja djelovanja za 10 %, radna točka puhala se približava granici pumpanja, a rezerva dobave zraka motoru, pritom se smanjuje na pola, u odnosu na referentne uvjete s čistom turbinom. Pri analizi rezultata simulacije rada motora na veoma uzburkanom moru, radna točka puhala u slučaju onečišćenja turbine doseže granicu pumpanja puhala.

Provedenim analizama dokazano je da je simulacijski model primjenjiv za projektne svrhe. Također se iz rezultata pri ispitivanju radnih značajki u otežanim uvjetima, zaključuje da je model dovoljno precizan, te da se može upotrijebiti za predviđanje različitih pogonskih stanja. Posebno je prikazana mogućnost predviđanja rada brodskog propulzijskog sustava u otežanim uvjetima, utvrđivanja krajnjih granica radnih značajki i određivanje sigurnih pogonskih stanja, kao i jednostavno provođenje istraživanja u smislu pronalazjenja mogućih poboljšanja, što predstavlja znanstveni doprinos.

Model se može primijeniti i u procesu obrazovanja studenata i pomoraca, pri čemu se ističe lakoća interaktivnog rada i preglednost strukture modela, kao i svih pojedinačnih značajki.

Razvoj računala omogućit će primjenu modela u realnom vremenu, te računanje s vrlo malim korakom, pa se predviđa upotreba modela za projektne svrhe. Predviđa se i daljnji razvoj modela, te mogućnost primjene za sustave upravljanja inteligentnih motora, gdje je potrebno brzo računanje i postavljenje optimalne točke, sa svrhom poboljšanja procesa u energetsom i ekološkom smislu.

Popis literature

- [1] List, H.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, Serija List - Verbrennungskraftmaschine, Band 2, Springer Verlag, Wien, 1939.
- [2] Neumann, K.: Untersuchungen an der Dieselmaschine. Einfluss der Verbrennungsgeschwindigkeit auf das Arbeitsverfahren, Forschung, Heft 4 1934.
- [3] Zinner, K.: Schaubild zur Beurteilung des Verbrennungsablaufes im Motor, Forschung, Heft 2, 1937.
- [4] Vibe, I. I.: Novoe o rabočem cikle dvigatelei, Mašgiz, Moskva-Sverdlovsk, 1962.
- [5] List, H.: Der Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschine, Der Zweitakt, serija: List- Verbrennungskraftmaschine, Band 4, Teil 2, Springer Verlag, Wien, 1950.
- [6] List, H.: Der Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschine, Der Viertakt, serija: List- Verbrennungskraftmaschine, Band 4, Teil 3, Springer Verlag, Wien, 1952.
- [7] Orlin, A. S., Kruglov, M. G.: Kombinirovanie dvouktnie dvigateli, Mašinstroenie, Moskva, 1968.
- [8] Hasselgruber, H.: Verallgemeinerte Berechnung des stationären Ladungswechsel von Verbrennungskraftmaschinen, Forschung Ing. Wes. Nr. 5 1961.
- [9] Wallace, F. J.: Vergleich des Gleichdruck - und Stossaufladeverfahrens bei der Abgasturboufladung von Dieselmotoren mit hohen Aufladerdruck, MTZ, Nr. 5, 1964.
- [10] Simson, A. E.: Gazoturbinii nadduv dizelei, Mašinstroenie, Moskva, 1964.
- [11] Pischinger, A.: Bewegungsvorgänge in Gassäulen, insbesondere beim Auspuff- und Spülvorgang von Zweitaktmaschinen, Forschung Ing.-Wes., Band 6, 1935.
- [12] Pischinger, A.: Der Ansaugvorgang bei Ein und Mehrzylinder - Viertaktmaschinen, ATZ Heft 9, 1936.
- [13] Leiker, M.: The exhaust System of the Two-stroke Cycle engine, SAE Preprints, Nr. 680470
- [14] Wright, E. H. Gill, K. F.: Theoretical Analysis of the Unsteady Gas Flow in the Exhaust System of an Engine, J. Mech. Engng Sci., Nr. 1, 1966.
- [15] List, H., Reyl, G.: Der Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschine, Grundlagen, Serija: List - Verbrennungskraftmaschine, Band 4, Teil 1. Springer Verlag, Wien, 1949.
- [16] Mc Aulay, K. J. et al.: Development and Evaluation of the Simulation of the Compression - Ignition Engine. - SAE Paper 650451, 1965.
- [17] Woschni, G.: Elektronische Berechnung von Verbrennungsmotor - Kreisprozessen, MTZ 26, 1965.
- [18] Ledger, J. D., Walmsley, S.: Computer simulation of a Turbocharged Diesel Engine Operating Under Transient Load Conditions, SAE Paper 710176, 1971.
- [19] Benson, R. S., Ledger, J. D., Whitehouse, N. D., Walmsley, S.: Comparison of Experimental and Simulated Transient Responses of a Turbocharged Diesel Engine, SAE Paper 730666, 1973.
- [20] Winterbone, D. E., Thiruaroran, C., Wellstead, P. E.: A Wholly Dynamic Model of a Turbocharged Diesel Engine for Transfer Function Evaluation, SAE Paper 770124, 1977.
- [21] Boy, P.: Beitrag zur Berechnung des instationären Betriebsverhaltens von mittelschnellaufenden Schiffsdieselmotoren: Dissertation, Hannover: TH, 1980.

- [22] Jankov, R.: Matematičko modeliranje strujno–termodinamičkih procesa i pogonskih karakteristika dizel-motora, I i II dio, Naučna knjiga Beograd, 1984.
- [23] Medica, V.: Simulacija dinamičkih uvjeta rada dizelmotora sa prednabijanjem kod pogona električnog generatora, Doktorska disertacija, Tehnički fakultet Rijeka, Rijeka, 1988.
- [24] Munitić, A.: Kompjuterska simulacija uz pomoć systemske dinamike, Brodosplit, Split, 1989.
- [25] Milić, L.: Dinamičko kontinuirani simulacijski model brodskog dizelmotornog porivnog sustava, Doktorska disertacija, Pomorski fakultet Rijeka, Rijeka, 1996.
- [26] Munitić, A., Milić, L., Milković, M.: System Dynamics Computer Simulation Model of the Marine Diesel - Drive Generating Set Automatic Control System, 15th IMACS World Congress, Berlin, 1997.
- [27] Račić, N.: Simulacija dinamičkih uvjeta rada brodskoga propulzijskoga dizelskog motora, Magistarski rad, Tehnički fakultet Rijeka, Rijeka, 1998.
- [28] Kyrtatos, N.P., Politis, G., Lambropoulos, V., Theotokatos, G., Xiros, N.I. and Coustas, J.D.: Optimum Performance of Large Marine Engines under Extreme Loading Conditions, 22nd CIMAC Congress, Copenhagen, Denmark, May 18-21, 1998.
- [29] Kyrtatos, N.P., Theodossopoulos, P., Theotokatos, G., Xiros, N.I.: Simulation of the Overall Ship Propulsion Plant for Performance Prediction and Control, MarPower '99 Conference, Newcastle-upon-Tyne, UK, March 25-26, 1999.
- [30] Xiros, N.I., and Kyrtatos, N.P.: Marine Engine Control Schedules Based on Propeller Torque Demand Prediction, 12th Ship Control System Symposium, The Hague, Netherlands, October 19-21, 1999.
- [31] Kyrtatos, N.P., Theotokatos, G., Xiros, N.I., Marek, K., Duge, R.: Transient Operation of Large bore Two-stroke Marine Diesel Engine Powerplants: Measurements & Simulations, 23rd CIMAC Congress, Hamburg, May 7-10, 2001.
- [32] Xiros, N.I., and Kyrtatos, N.P.: A Neural Predictor of Propeller Load Demand for Improved Control of Diesel Ship Propulsion, 15th IEEE/ISIC 2000, Symposium on Intelligent Control, Patras July 17-19, 2000.
- [33] Kyrtatos, N.P., Theotokatos, G., Xiros, N.I.: Engine Control for Heavy Weather Conditions – The ACME Project. In: Proceedings of the 6th International Symposium on Marine Engineering, MESJ, Tokyo, 2000.
- [34] Theotokatos, G., Kyrtatos, N.P.: Diesel Engine Transient Operation with Turbocharger Compressor Surging, SAE Paper 2001-01-1241, SAE World Congress Detroit, March 5-8, 2001.
- [35] Theotokatos, G.: Analysis of Turbocharger Operation Including Compressor Surging During Transient Loading of Marine Diesel Engines, Dr. Eng. Thesis, Department of Naval Architecture and Marine Engineering, National Technical University of Athens, Athens, Greece, 2001.
- [36] Theotokatos, G., Kyrtatos, N.P.: Analysis of a large two-stroke marine diesel engine transient behaviour during compressor surging, ImechE 7th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, London, UK, May 14-15, 2002.
- [37] Livanos, G.A., Theotokatos, G., Kyrtatos, N.P.: Simulation Of Large Marine Two-Stroke Diesel Engine Operation During Fire in the Schavenging Air Receiver, Proceedings of The Institute of Marine Engineering, Science and technology, Journal of Marine Engineering and Technology, part A3, p. 9, September, 2003.

- [38] Campora, U., Figari, M.: Numerical simulation of ship propulsion transients and full-scale validation, IMechE, Vol.217 Part M: J. Engineering for the Maritime Environment, 2003.
- [39] Mrakovčić, T.: Osnivanje i vođenje brodskog pogonskog postrojenja primjenom numeričke simulacije, Doktorska disertacija, Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet, 2003.
- [40] Radica, G.: Ekspertni sustav za dijagnostiku stanja i optimiranje rada brodskog dieselovog motora, Doktorska disertacija, Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2004.
- [41] Jurić, Z., Račić, N., Radica, G.: Ekspertni sustav inteligentnoga dizelskog motora, Naše more, Vol. 52, br. 1-2, str. 81-87, Dubrovnik, 2005.
- [42] MAN Diesel A/S: Basic Principles of Ship Propulsion, Technical Papers, Copenhagen, Denmark, 2006.
- [43] Šretner, J.: Brodski motori s unutarnjim izgaranjem, Fakultet strojarstva i brodogradnje Zagreb, Zagreb, 1970.
- [44] Pflaum, W., Mollenhauer, K.: Wärmeübergang in der Verbrennungs-kraftmaschine, Serija: List-Pishinger - Die Verbrennungskraftmaschine, Band 3, Springer-Verlag, Wien, New York, 1977.
- [45] Löhner, K., Döhring, E., Chore, G.: Temperaturschwingungen an der Innenwand von Verbrennungskraftmaschinen, MTZ Nr. 12, 1956.
- [46] Woschni, G.: Die Berechtigung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren, MTZ Nr. 12, 1970, 491-499.
- [47] MAN Diesel A/S: ME Engines-the New Generation of Diesel Engines, Technical Papers, Copenhagen, Denmark, 2003.
- [48] Vibe, I. I.: Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren, VEB Verlag Technik, Berlin, 1970.
- [49] Woschni, G., Anisits, F., Eine methode zur vorausberechnung der änderung des brennverlaufes mittelschnellaufender dieselmotoren bei geänderten betriebsbedingungen, MTZ 34 (1974) 4, p. 106-115
- [50] Sitkei, G.: Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren, Springer Verlag, Berlin, 1964.
- [51] Betz, A., Woschni, G.: Umsetzungsgrad und Brennverlauf aufgeladener Dieselmotoren im instationären Betrieb, MTZ 47 (1986) 7/8, 263-267
- [52] Menne, R., Pischinger, F.: Verbesserung des effektiven Wirkungsgrades durch Optimierung des Auslasskanals an einem hochaufgeladenen Viertakt-Dieselmotor, MTZ 45, 1984.
- [53] Heywood, J. B.: Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill series in mechanical engineering, Singapore, 1988.
- [54] Benson, R.S., Brandham, P.J.: A method for obtaining a quantitative assessment of the influence of charge efficiency on two-stroke engine performance, Int. J. Mech. Sci. 11, 303, 1969.
- [55] Pflaum, W., Mollenhauer, K.: Wärmeübergang in der Verbrennungs-kraftmaschine, Springer Verlag, Wien, 1977.
- [56] Grljušić, M.: Motori s unutrašnjim izgaranjem, Fakultet elektrotehnike strojarstva, i brodogradnje, Split, 2000.
- [58] Kochanowski, H. A., Thiele, E.: Motorreibung - Ermittlung und Erfassung der mechanischen Verluste in Verbrennungsmotoren, Vorhaben Nr. 133 und 176 FVV 1. Teilabschlussbericht 1977.

- [59] Xiros N.: Robust Control of diesel Ship Propulsion, Springer-Verlag London Limited, Great Britain, 2002.
- [60] Perić N.: Automatsko upravljanje, skripta, Fakultet elektrotehnike i računarstva, Zagreb, 2005.
- [61] MAN Diesel A/S: The MAN B&W Engine VIT Fuel Pump, Technical Papers, Copenhagen, Denmark, 2004.
- [62] Magazinović, G.: Torsional Vibration Analysis of the Propulsion System, Izveštaj TVC 109-1.00, Brodosplit, Split, 1997.
- [63] S50MC Mk6 Project Guide, MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, 6th edition, 2005.
- [64] MAN B&W: Propeller Curve, Tehnička dokumentacija, A-020.00.2-1. i 2., brodosplit, Split, 2007.
- [65] Day W. G., Reed A. M., Lin W. C.: Experimental and prediction techniques for estimating added power requirements in a seaway, Proceedings, 18th ATTC, Annapolis, Md, 1977.
- [66] Nakamura S., Naito S.: Propulsive performance of a container ship in waves, Journal of Society of Naval Architects of Japan, 1977.
- [67] MAN Diesel A/S: Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation, Technical Papers, Copenhagen, Denmark, 2004.
- [68] Mlačić, G.: Vođenje procesa probnog stola za velike motorne jedinice pomoću sustava računala, Magistarski rad, Elektrotehnički fakultet Zagreb, Zagreb, 1988.

Popis simbola i indeksa

<u>SIMBOL</u>	<u>JEDINICA</u>	<u>NAZIV</u>
<i>A</i>	m ²	Površina
<i>a</i>	-	Koeficijent
<i>A_{TD}</i>	m ²	Protočna površina difuzora turbopuhala
<i>A_{TL}</i>	m ²	Protočna površina na lopaticama turbine turbopuhala
<i>A_{T,geom}</i>	m ²	Geometrijska protočna površina turbine
<i>b_{ef}</i>	g/(kW·h)	Specifična potrošnja goriva
<i>C</i>	-	Koeficijent
<i>c_m</i>	m/s	Srednja stapna brzina
<i>c_o</i>	m/s	Teoretska brzina pretvorbe
<i>c_p</i>	J/(kg·K)	Specifična toplina pri p = const.
<i>d</i>	m	Promjer, promjer vijka
<i>D</i>	m	Gaz broda
<i>DZ</i>	-	Zona neosjetljivosti
<i>E(t)</i>	-	regulacijsko odstupanje
<i>exp(x)=e^x</i>		Potencija prirodnog broja e
<i>F</i>	N	Sila
<i>G</i>	-	Prijenosna funkcija
<i>h</i>	J/kg	Specifična entalpija
<i>h</i>	m	Visina podizanja ventila
<i>H</i>	m	Ušpon vijka
<i>H_d</i>	J/kg	Donja ogrjevna moć goriva
<i>h_e</i>	m	Napredovanje vijka
<i>J</i>	kg·m ²	Moment inercije
<i>K_p</i>	-	Konstanta pojačanja
<i>K_q</i>	-	Koeficijent momenta
<i>L</i>	m	Duljina
<i>L_{st}</i>	kg/kg	Masa zraka za stehiometrijsko izgaranje goriva
<i>m</i>	kg	Masa
<i>m</i>	-	Vibeov eksponent
<i>ṁ</i>	kg/s	Maseni protok
<i>M</i>	Nm	Moment
<i>m'</i>	kg	Referentna masa
<i>m_{ar}</i>	kg	Masa svježeg punjenja zadržana u cilindru
<i>m_r</i>	kg	Masa zaostalih plinova
<i>m_{tr}</i>	kg	Masa zraka zadržana u cilindru
<i>m_{sc}</i>	kg	Masa zraka dovedena po procesu
<i>m_{ep}</i>	Pa	Srednji efektivni tlak
<i>MCR</i>	W	Maksimalno trajno opterećenje
<i>n</i>	min ⁻¹	Brzina vrtnje
<i>n_{TP}</i>	min ⁻¹	Brzina vrtnje turbopuhala
<i>p</i>	Pa	Tlak
<i>p_e</i>	Pa	Efektivni tlak
<i>p_i</i>	Pa	Srednji indicirani tlak
<i>P</i>	W	Snaga
<i>Pr</i>	-	Prandtlov broj

Q	J	Toplina
Q_v	m^3/s	Protok
R	$J/(kg \cdot K)$	Plinska konstanta
Re	-	Reynoldsov broj
RL	-	Ograničenje promjene signala (rate limiter)
S	-	Koeficijent skliza
s	-	Laplaceov operator
$sign(x)$	-	Funkcija predznaka
t	s	Vrijeme
t	°C	Temperatura
T	K	Temperatura
T	s	Period
T	N	Poriv
T_i	-	Konstanta integracije
u	J/kg	Specifična unutarnja energija
u	m/s	Obodna brzina
U	J	Unutarnja energija
v	m/s	Brzina
V	m^3	Zapremina
V_s	m^3	Stapajna zapremina
VIT	-	Sustav promjene početka ubrizgavanja
W	J	Rad
x	m	Hod ručice regulatora
x	-	Relativni udio topline oslobođene izgaranjem goriva
y	-	Relativno vrijeme izgaranja
z	-	Broj cilindara
α	$J/(m^2 \cdot s \cdot K)$	Koeficijent prijelaza topline
α	-	Koeficijent protoka
ε	-	Stupanj kompresije
ε	-	Stupanj djelovanja rashladnika
η	-	Stupanj djelovanja
η	Ns/m^2	Dinamički viskozitet
κ	-	EkspONENT adijabate
A	-	Stupanj dobave
λ	-	Pretičak zraka
λ_m	-	Omjer r/l polužja stapnog mehanizma
ν	-	Značajka brzine
π	-	Omjer tlakova
π	-	Ludolfov broj
ρ	kg/m^3	Gustoća
τ	-	Taktnost motora 2 ili 4, period
φ	°	Kut koljena
ψ	-	Značajka tlaka
ψ	-	Funkcija protjecanja
ω	s^{-1}	Kružna frekvencija

Popis indeksa

<u>INDEKS</u>	<u>NAZIV</u>
<i>ad</i>	Dodana
<i>atm</i>	Stanje okoline
<i>c</i>	Cilindar
<i>d</i>	Dinamički
<i>dlcdf</i>	Promjena pretička zraka po kutu koljena
<i>DMDF</i>	Promjena mase po kutu koljena
<i>DMIDF</i>	Promjena izlazne mase plinova
<i>DMUDF</i>	Promjena ulazne mase plinova
<i>DQgDF</i>	Brzina dovođenja topline izgaranjem goriva
<i>DQstDF</i>	Brzina oslobađanja topline sa cilindra
<i>DTDF</i>	Promjena temperature po kutu koljena
<i>dudlac</i>	Promjena unutarnje energije po pretičku zraka
<i>dudtc</i>	Promjena unutarnje energije po temperaturi
<i>DVDF</i>	Promjena volumena po kutu koljena
<i>dz</i>	Dodatni zrak
<i>e</i>	Efektivno
<i>fpr</i>	Funkcija prvog reda
<i>g</i>	Gorivo
<i>geom</i>	Geometrijski
<i>G</i>	Granična Bosch vrijednost za čađenje motora
<i>GP</i>	Granica pumpanja
<i>HZ</i>	Rashladnik zraka
<i>i</i>	Indeksi
<i>i</i>	Ispuh, ispušni sustav
<i>Ikan</i>	Ispušni kanal
<i>IK</i>	Ispušni kolektor
<i>Ind</i>	Indicirani
<i>Izg</i>	Izgaranje
<i>j</i>	Indeks
<i>k</i>	Kompresija
<i>M</i>	Motor
<i>m</i>	Koljenasti mehanizam
<i>meh</i>	Mehanički
<i>nH</i>	Nakon rashladnika
<i>nP</i>	Nakon puhala
<i>nT</i>	Nakon turbine
<i>o</i>	Nazivna radna točka
<i>otp</i>	Otpora
<i>p</i>	Puhalo, propuštanje, propeler
<i>P₁</i>	Pomoćna jednadžba
<i>P₂</i>	Pomoćna jednadžba
<i>P₃</i>	Pomoćna jednadžba
<i>P₄</i>	Pomoćna jednadžba
<i>P₅</i>	Pomoćna jednadžba
<i>P₆</i>	Pomoćna jednadžba

<i>P₁₃₋₁</i>	Osjetna toplina ispušnih plinova
<i>P₁₄₋₁</i>	Osjetna toplina ispirnog zraka
<i>PI</i>	Početak izgaranja
<i>PIK</i>	Tlak u ispušnom kolektoru
<i>PD</i>	Početak dobave goriva
<i>PG</i>	Početak gorenja
<i>pP</i>	Prije puhala
<i>pr</i>	Proces
<i>pT</i>	Prije turbine
<i>PUK</i>	Tlak u kolektoru zraka za ispiranje
<i>RV</i>	Rashladna voda
<i>s</i>	Izentropski
<i>s</i>	Stapaj, Brod
<i>SDZ</i>	Spremnik dodatnog zraka
<i>sr</i>	Srednji
<i>st</i>	Stijenka
<i>T</i>	Turbina
<i>TI</i>	Trajanje izgaranja
<i>tot</i>	Totalni
<i>TP</i>	Turbopuhalo
<i>Tr</i>	Trenje
<i>u</i>	Usis
<i>UK</i>	Usisni kolektor
<i>Ukan</i>	Usisni kanal
<i>v</i>	Vijka
<i>vol</i>	Volumetrijski
<i>vijka</i>	Brodski vijčani propulzor
<i>vr</i>	Vrtlog
<i>z</i>	Zrak
<i>ZP</i>	Zakašnjenje paljenja
<i>ZU</i>	Zakašnjenje ubrizgavanja
<i>zu</i>	Zrak za upućivanje

Popis slika

Sl. 3.1 Propulzijski sustav sa sporohodnim motorom.....	7
Sl. 3.2 Kontejnerski brod Emma Maersk	8
Sl. 3.3 Otpor broda pri plovidbi otvorenim morem.....	10
Sl. 3.4 Omjer snage i brzine za kontejnerski brod od 600 TEU [42, MAN].	10
Sl. 3.5 Jedan od najvećih brodskih vijaka do sada proizvedenih na svijetu	11
Sl. 3.6 Brodski vijak s nepromjenjivim i s promjenjivim usponom.....	12
Sl. 3.7 Utjecaj promjera i uspona brodskog vijka na snagu i brzinu vrtnje motora	14
[42, MAN].	14
Sl. 3.8 Krivulja rada brodskog vijka s nepomičnim krilima [43, Šretner].....	16
Sl. 3.9 Izmjereni podaci na jednom kontejnerskom brodu tijekom jedne godine	17
[42, MAN]	17
Sl. 3.10 Dijagram opterećenja za vrijeme ubravanja broda [42, MAN]	17
Sl. 3.11 Dijagram opterećenja motora, snaga i brzina vrtnje u logaritamskom obliku	18
[42, MAN]	18
Sl. 4.1 Fizikalni sustav motora	19
Sl. 4.2 Principijelna shema dizelskog motornog propulzijskog sustava.....	20
Sl. 4.3 Raspodjela toplinske energije u cilindru motora.....	22
Sl. 4.4 Shematski prikaz dobave na pumpi goriva, ubrizgavanja i.....	27
zakona oslobađanja topline [23].....	27
Sl. 4.5 Ubrizgavanje goriva pri 75 % opterećenja za motore 7S50MC-C i 7S50ME-C [47]..	27
Sl. 4.6 Oslobađanje topline pri 75 % opterećenja za motore 7S50MC-C i 7S50ME-C [47] ..	27
Sl. 4.7 Relativni udio izgoranog goriva i brzina izgaranja u funkciji kuta koljena, za različite	
parametre oblika m prema Vibe-u [22].....	30
Sl. 4.8 Prikaz dvostruke Vibe-ove funkcije. [22].....	30
Sl. 4.9 Područje vrijednosti za koeficijent protoka u funkciji podizanja ventila [52].....	34
Sl. 4.10 Efikasnost ispiranja η_{sc} i efikasnost zadržavanja η_{tr} u odnosu na stupanj dobave Λ ..	37
Sl. 4.11 Model ispiranja (potiskivanje - miješanje).....	38
Sl. 4.12 Efikasnost ispiranja η_{sc} za različite modele ispiranja.	39
Sl. 4.13 Čistoća punjenja kao funkcija stupnja dobave Λ za različite sustave ispiranja	
brodskih dvotaktnih dizelskih motora.	39
Sl. 4.14 Kolektor zraka za ispiranje.....	40
Sl. 4.15 Rashladnik zraka.....	42
Sl. 4.16 Ispušni kolektor.....	44
Sl. 4.17 Protok zraka u funkciji omjera tlakova za Mitsubishi MET-SE i SEII serije	
turbopuhala	45
Sl. 4.18 Turbopuhalo.....	46
Sl. 4.19 Značajke aksijalne turbine BBC VTR 321	47
Sl. 4.20 Polje značajki radijalnog puhala [56]	48
Sl. 4.21 Strukturna shema regulacije brzine vrtnje dizelskog motora.....	52
Sl. 4.22 Blok-shema PID regulatora s dva stupnja podešavanja parametara.....	53
Sl. 4.23 Utjecaj filtra prvog reda u sustavu regulacije brzine vrtnje motora	54
Sl. 4.24 Izvedba zone neosjetljivosti	55
Sl. 4.25 Upravljački signal s otklanjanjem impulsnih smetnji primjenom filtriranja signala i	
ograničenja brzine promjene signala u povratnoj vezi.....	55
Sl. 4.26 Sustav protiv namatanja uvjetnim integriranjem [60].....	56
Sl. 4.27 Ograničenja indeksa goriva ϕ_g , ovisno o brzini vrtnje n_m i tlaku ispirnog zraka p_z ..	57

Sl. 4.28 Visokotlačna pumpa s VIT sustavom MAN B&W sporohodnih motora [61].....	58
Sl. 4.29 Djelovanje visokotlačne pumpe goriva s VIT funkcijom [61]	58
Sl. 4.30 Općenite značajke visokotlačne pumpe goriva.....	59
Sl. 4.31 Proces izrade simulacijskog modela.....	60
Sl. 5.1 Područje rada motora MAN B&W 6S50MC [62]	65
Sl. 5.2 Poprečni presjek dizelskog motora 6S50MC MAN B&W [62].....	66
Sl. 5.3 Srednja vrijednost momenta inercije motora 6S50MC [62].....	67
Sl. 5.4 Protočna površina ispiernih kanala prema kutu koljena i pomaku stapa od gornje mrtve točke	68
Sl. 5.5 Protočna površina ispušnog ventila prema kutu koljena	68
Sl. 5.6 Ograničenje poluge goriva prema tlaku zraka za ispiranje i prednabijanje cilindara	69
Sl. 5.7 Ograničenje poluge goriva prema brzini vrtnje motora	70
Sl. 5.8 Karakteristični položaji poluge goriva.....	70
Sl. 5.9 Polje značajki pumpe goriva za motor MAN B&W 6S50MC	71
Sl. 5.10 Izentropski stupanj djelovanja aksijalne turbine	72
Sl. 5.11 Izentropski stupanj djelovanja puhalo η , brzina vrtnje n i granica pumpanja u funkciji omjera tlakova π i zapreminskog protoka V	73
Sl. 5.12 Izentropski stupanj djelovanja puhalo η , brzina vrtnje n i granica pumpanja u funkciji omjera tlakova π i zapreminskog protoka V	73
Sl. 5.13 Značajka snage motora i brodskog vijka [62],[63]	75
Sl. 5.14 Usporedba izmjerenih vrijednosti i rezultata simulacije u stacionarnim točkama, pri: 25 %, 50 %, 75 %, 93,5 %, 100 % i 110 % opterećenja motora.....	77
Sl. 5.15 Promjena značajki motora (na simulacijskom modelu), mijenjanjem brzine vrtnje... 78	
Sl. 5.16 Promjena značajki motora, pri promjeni opterećenja (100 % - 50 % - 100 %), mijenjanjem brzine vrtnje (na simulacijskom modelu)	79
Sl. 5.17 Promjena značajki motora, pri promjeni opterećenja (100 % - 50 % - 100 %), mijenjanjem brzine vrtnje (na simulacijskom modelu)	80
Sl. 5.18 Promjena radne točke puhalo, za slučaj promjene opterećenja.....	81
(100 % - 50 % - 100 %), mijenjanjem brzine vrtnje (na simulacijskom modelu)	81
Sl. 5.19 Promjena značajki motora prekidanjem dobave goriva jednom cilindru	82
Napomena: značenje pojedinih crta je objašnjeno u tekstu.....	82
Sl. 5.20 Pomak poluge goriva u odnosu na brzinu vrtnje, s ograničenjem na 75 i 95 mm.....	83
Sl. 5.21 Promjena značajki motora prekidanjem dobave goriva jednom cilindru	84
Sl. 5.22 Pomak poluge goriva u odnosu na tlak zraka, s ograničenjem na 75 i 95 mm.....	84
Sl. 5.23 Promjena radne točke puhalo za vrijeme prekidanja i ponovnog uspostavljanja dobave goriva jednom cilindru pri 100 % opterećenju motora (granice postavljene na 75 mm)	85
Sl. 5.24 Promjena radne točke puhalo za vrijeme prekidanja i ponovnog uspostavljanja dobave goriva jednom cilindru pri 100 % opterećenju motora (granice postavljene na 95mm)	86
Sl. 5.25 Promjena značajki motora prekidanjem dobave goriva jednom cilindru pri.....	87
75 % opterećenja motora	87
Napomena: značenje pojedinih crta je objašnjeno u tekstu.....	87
Sl. 5.26 Pomak poluge goriva, prema tlaku zraka za ispiranje cilindara.....	88
Sl. 5.27 Pomak poluge goriva, prema brzini vrtnje motora.....	88
Sl. 5.28 Promjena radne točke puhalo za vrijeme prekidanja i ponovnog uspostavljanja dobave goriva jednom cilindru i promjene opterećenja od 100 % do 75 % i 100 % do 57 %	89

Sl. 5.29 Promjena koeficijenta momenta motora dobivena ispitivanjem kontejnerskog broda na teškom moru prema Kyrtatos i dr. [28].....	90
Sl. 5.30 Promjena opterećenja (100 % - 50 % - 100 %) u odnosu na brzinu vrtnje motora...	91
Sl. 5.31 Promjena značajki motora pri skokovitom opterećenju i rasterećenju.....	92
Sl. 5.32 Promjena značajki motora pri skokovitom opterećenju i rasterećenju, pri različitim poboljšanjima regulacijskog sustava.....	93
Napomena: značenje pojedinih crta je objašnjeno u tekstu.....	93
Sl. 5.33 Funkcija promjene opterećenja motora uslijed vanjskih utjecaja.....	94
(veoma uzburkano more).....	94
Sl. 5.34 Promjena značajki motora pri promjenjivom opterećenju uslijed vanjskih utjecaja .	95
Sl. 5.35 Promjena značajki motora pri djelovanju promjenjivog vanjskog opterećenja.....	96
Sl. 5.36 Pomak poluge goriva, prema tlaku zraka za ispiranje cilindara i brzini vrtnje, za vrijeme djelovanja promjenjivog vanjskog opterećenja motora	97
Sl. 5.37 Promjena radne točke puhala za vrijeme djelovanja promjenjivog vanjskog opterećenja motora	98
Sl. 5.38 Promjena radne točke turbine za vrijeme djelovanja promjenjivog vanjskog opterećenja motora.....	99
Sl. 5.39 Specifična potrošnja goriva, temperatura i tlak u kolektoru ispušnih plinova i ispirog zraka, za različite temperature zraka na usisu puhala	101
Sl. 5.40 Tlak i temperatura plinova u cilindru motora tijekom jednog ciklusa, za različite temperature zraka na usisu puhala.....	102
Sl. 5.41 Tlakovi plinova u cilindru motora tijekom faze ispiranja, za različite temperature zraka na usisu puhala	103
Sl. 5.42 Promjena radne točke puhala za vrijeme smanjenja opterećenja, mijenjanjem brzine vrtnje motora, za različite temperature zraka na usisu u puhalo.....	103
Sl. 5.43 Promjena radne točke puhala za vrijeme simulacije opterećenja motora na veoma valovitom moru, za različite temperature zraka na usisu puhala.....	104
Sl. 5.44 Značajke motora pri 100 % opterećenju, za referentnu protočnu površinu sapničkog kola i smanjenu za 15 %.....	106
Sl. 5.45 Značajke motora pri 100 % opterećenju, za referentnu protočnu površinu sapničkog kola i smanjenu za 15 %.....	107
Sl. 5.46 Tlak u cilindru motora pri 100 % opterećenju za vrijeme izmjene radnog medija ..	107
Sl. 5.47 Tlak i temperatura u cilindru motora, pri 100 % opterećenju, za referentnu protočnu površinu sapničkog kola i smanjenu za 15 %.....	108
Sl. 5.48 Značajke motora pri 100 % opterećenju, za referentne parametre i za smanjen stupanj djelovanja turbine za 10 %	109
Sl. 5.49 Značajke motora pri 100 % opterećenju, za referentne parametre i za smanjen stupanj djelovanja turbine za 10 %	110
Sl. 5.50 Tlak u cilindru motora pri 100 % opterećenju za vrijeme izmjene radnog medija, za referentne parametre i za smanjen stupanj djelovanja turbine za 10 %	110
Sl. 5.51 Tlak i temperatura u cilindru motora, pri 100 % opterećenju, za referentne parametre i za smanjen stupanj djelovanja turbine za 10 %.....	111
Sl. 5.52 Značajke motora pri 100 % opterećenju, za referentne parametre i za onečišćenu turbinu sa smanjenom protočnom površinom za 15 % i ekvivalentnim gubicima	112
Sl. 5.53 Značajke motora pri 100 % opterećenju, za referentne parametre i za onečišćenu turbinu sa smanjenom protočnom površinom za 15 % i ekvivalentnim gubicima	113

<i>Sl. 5.54 Tlak i temp. u cilindru motora, pri 100 % opterećenju, za referentne parametre i za onečišćenu turbinu sa smanjenom protočnom površinom za 15 % i ekvivalentnim gubicima</i>	<i>114</i>
<i>Sl. 5.55 Promjena radne točke puhala za vrijeme smanjenja opterećenja, mijenjanjem brzine vrtnje motora, za različite protočne površine i efikasnosti turbine</i>	<i>115</i>
<i>Sl. 5.56 Promjena radne točke puhala za vrijeme simulacije opterećenja motora na veoma uzburkanom moru za slučaj čiste i onečišćene turbine.....</i>	<i>115</i>

Popis tablica

<i>Tab. 3.1 Prosječno povećanje otpora broda pri plovidbi određenim pravcima [42, MAN] ...</i>	<i>11</i>
<i>Tab. 5.1 Vrijednosti VIT indeksa za različite radne točke motora</i>	<i>71</i>
<i>Tab. 5.2 Značajke dizelskog motora 6S50MC na ispitnom stolu prilikom primopredaje.</i>	<i>74</i>
<i>Tab. 5.3 Značajke dobivene na simulacijskome modelu.....</i>	<i>76</i>
<i>Tab. 5.4 Odstupanje vrijednosti značajki dobivenih na modelu i izmjerenih na motoru</i>	<i>76</i>

Životopis

Nikola Račić rođen je 23. veljače 1968. godine u Splitu. Osnovnu školu je završio u Splitu 1982. godine. Maturirao je 19. lipnja 1986. godine i time završio srednju Tehničku školu, strojarškog smjera.

Školske godine 1986/87. upisao je prvu godinu studija na Pomorskom fakultetu Dubrovnik, studij u Splitu, brodstrojarskog smjera. U siječnju 1991. godine obranio je diplomski rad na temu: *Specifičnost brodske električne mreže s aspekta regulacije napona i frekvencije brodske centrale*.

Zaprosio se 01.11.1991. godine kao mlađi asistent iz kolegija *Toplina* na Pomorskom fakultetu Sveučilišta u Splitu.

Školske godine 1991/92. upisao je poslijediplomski studij na Tehničkom fakultetu u Rijeci. Magistarski rad pod naslovom *Simulacija dinamičkih uvjeta rada brodskoga propulzijskoga dizelskog motora*, obranio je 17. srpnja 1998. godine.

Od 1993. god. do 1995. god. povremeno ploveći na brodovima trgovačke mornarice stječe plovidbenu praksu u ukupnom trajanju od 13 mjeseci.

Zvanje predavača, za područje tehničkih znanosti, polje strojarstvo, grana brodsko strojarstvo, za predmet *Brodski strojni kompleks* stječe 13. lipnja 2000. g. Od tada, na Pomorskom fakultetu Sveučilišta u Splitu, izvodi predavanja iz kolegija: *Brodski strojni kompleks i Eksploatacija brodskih parnih kotlova i turbina*. Zvanje višeg predavača, za područje tehničkih znanosti, polje strojarstvo, grana brodsko strojarstvo, za predmet *Brodski strojni kompleks* stječe 14. srpnja 2005. g.

Kao autor i koautor ima 8 objavljenih znanstvenih radova. Govori i piše engleski jezik, a služi se talijanskim. Oženjen je i otac je jednog djeteta.

PODACI O AUTORU I DOKTORSKOJ DISERTACIJI

1. AUTOR

Ime i prezime:	Nikola Račić
Datum i mjesto rođenja:	23.02.1968, Split
Naziv fakulteta, studija i godina završetka dodiplomskog studija:	Pomorski fakultet Dubrovnik, studij u Splitu, Brodostrojarstvo, 1991.
Naziv fakulteta, smjera i godina završetka poslijediplomskog studija:	Sveučilište u Rijeci Tehnički fakultet, Brodostrojarstvo, 1998.
Sadašnje zaposlenje:	Sveučilište u Splitu Pomorski fakultet u Splitu

2. DOKTORSKA DISERTACIJA

Naslov:	Simulacija rada brodskog propulzijskog sustava sa sporohodnim dizelskim motorom u otežanim uvjetima
Broj stranica, slika, tablica i bibliografskih podataka:	139, 98, 5, 68
Znanstveno polje i grana:	Strojarstvo, Brodsko strojarstvo
Voditelj rada:	Red. prof. dr. sc. Vladimir Medica, dipl. ing.
Fakultet na kojem je rad obranjen:	Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci

3. OBRANA I OCJENA

Datum prijave teme:	13.11.2004.
Datum predaje rada:	08.07.2008.
Datum prihvatanja ocjene rada:	26.09.2008.
Sastav Povjerenstva za ocjenu:	Izv. prof. dr. sc. Tomislav Mrakovčić, dipl. ing. Red. prof. dr. sc. Vladimir Medica, dipl. ing. Doc. dr. sc. Gojmir Radica, dipl. ing.

Datum obrane:	10.10.2008.
---------------	-------------

Sastav Povjerenstva za obranu:	Izv. prof. dr. sc. Tomislav Mrakovčić, dipl. ing. Red. prof. dr. sc. Vladimir Medica, dipl. ing. Doc. dr. sc. Gojmir Radica, dipl. ing.
--------------------------------	---

Datum promocije:	
------------------	--

Oznaka: DD

Tek. broj:

UDK: 532.5:629.122.5 057.8*372.865.661(075.03)
372.862.772(075.3)

SIIMULACIJA RADA BRODSKOG PROPULZIJSKOG SUSTAVA SA SPOROHODNIM DIZELSKIM MOTOROM U OTEŽANIM UVJETIMA

Nikola Račić

Sveučilište u Rijeci
Tehnički fakultet
Hrvatska

Ključne riječi: dizelski motor
propulzija broda
simulacija
otežani uvjeti

SAŽETAK

Sigurnost broda u teškim uvjetima plovidbe, kao što su nevirijeme na moru i manevar broda, ovisi o pouzdanosti rada brodskog pogonskog postrojenja.

Cilj ovog rada je iznaći matematički opis i numerički model procesa brodskog propulzijskog dizelskog motora, koji će omogućiti prognozu ustaljenih i dinamičkih uvjeta rada još u fazi projekta.

Unutar rada prikazan je matematički model na osnovu kojeg je izrađen računalno-simulacijski model brodskog propulzijskog dizelskog motora. Model je primijenjen za analizu stacionarnih i dinamičkih uvjeta rada, sporohodnog propulzijskog dizelskog motora s prednabijanjem i vijčanog propulzora s nepomičnim krilima. Posebno je ispitana stabilnost i raspoloživost u otežanim uvjetima rada, kao što je smanjenje opterećenja na nekom od cilindara ili poteškoće u radu sustava ispiranja i prednabijanja cilindara

Analizom rezultata utvrđene su krajnje granice utjecajnih značajki, određena su sigurna pogonska stanja, posebno sustava regulacije brzine vrtnje i sustava turbopuhala.

Analize i model mogu poslužiti, za pronalažanje poboljšanja konstrukcijskih značajki, i za ekspertne sustave upravljanja, čije baze podataka sadrže i stanja sustava u kvaru ili se kvar predviđa. Cilj baze podataka je unaprijed analizirati različita stanja sustava i ponuditi optimalne uvjete rada kako bi se preduhitrili neželjeni događaji.

Rad nije objavljen.

Mentor: Red. prof. dr. sc. Vladimir Medica, dipl. ing.

Povjerenstvo za ocjenu: Izv. prof. dr. sc. Tomislav Mrakovčić, dipl. ing.
Red. prof. dr. sc. Vladimir Medica, dipl. ing.
Doc. dr. sc. Gojmir Radica, dipl. ing.

Povjerenstvo za obranu: Izv. prof. dr. sc. Tomislav Mrakovčić, dipl. ing.
Red. prof. dr. sc. Vladimir Medica, dipl. ing.
Doc. dr. sc. Gojmir Radica, dipl. ing.

Datum obrane: 10.10.2008.

Datum promocije:

Rad je pohranjen na tehničkom fakultetu Sveučilišta u Rijeci.

(broj stranica rada, broj slika, tablica i bibliografskih podataka, jezik rada)
(139, 98, 5, 68, hrvatski)

DD UDK: 532.5:629.122.5 057.8*372.865.661(075.03)
372.862.772(075.3)

- 1. Simulacija rada brodskog propulzijskog sustava sa sporohodnim dizelskim motorom u otezanim uvjetima
 - I Nikola Račić
 - II Sveučilište u Rijeci
Tehnički fakultet
Hrvatska
- Ključne riječi:
dizelski motor
propulzija broda
simulacija
otežani uvjeti

Code DD

No:

UDK: 532.5:629.122.5 057.8*372.865.661(075.03)
372.862.772(075.3)

SIMULATION OF PERFORMANCE OF THE SHIP PROPULSION SYSTEM WITH SLOW SPEED DIESEL ENGINE IN AGGRIVATED CONDITIONS

Nikola Račić

University of Rijeka
Faculty of Engineering
Croatia

Key words: diesel engine
ship's propulsion
simulation
aggravated conditions

SUMMARY

The safety of a ship in difficult sailing conditions, such as rough weather and manoeuvring, depends on the reliability of the ship's propulsion unit.

This paper aims to find a mathematical description and a numerical model for the ship propulsion diesel engine in process, which will ensure a prognosis of both static and dynamic operating conditions while still under project.

The paper elaborates a mathematical model forming the basis for a computer-simulated model for the diesel propulsion engine. The model is applied in the analysis of the static and dynamic operating conditions of the turbo-charged slow-speed diesel propulsion engine and the fixed blade propeller. Special attention has been paid to examining the stability and availability under aggravated operating conditions such as load reducing in some of the cylinders or difficulties in scavenging and turbo charging system.

The analysis of the results has established ultimate limits of affecting features and has defined safe operating conditions, in particular those of the regulation of the speed and turbo charging system.

The analyses and the model can be used in finding better construction characteristics and in expert operating systems, whose data bases show situations when the system is out of order or the failure is anticipated. The purpose of the database is to analyse different conditions of the system beforehand and to offer optimal operating conditions in order to prevent unwanted occurrences.

This thesis has not been published.

Mentor: Professor Vladimir Medica, D.sc.

Reviewers: Associate Professor Tomislav Mrakovčić, D. sc.
Professor Vladimir Medica, D. sc..
Assistant Professor Gojmir Radica, D. sc.

Examiners: Associate Professor Tomislav Mrakovčić, D. sc.
Professor Vladimir Medica, D. sc..
Assistant Professor Gojmir Radica, D. sc.

Presentation: 10.10.2008.

Degree conferred:

This thesis is deposited in the library of the University of Rijeka, Faculty of Engineering.
(pages, pictures, tables, references, language)
(139, 98, 5, 68, croatian)

UDK: 532.5:629.122.5 057.8*372.865.661(075.03)
372.862.772(075.3)

1. Thermodynamic analysis of diesel
engine combustion process

I Nikola Ratić

II University of Rijeka
Faculty of Engineering
Croatia

Key words:
diesel engine
ship's propulsion
simulation
aggravated conditions